



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

KALLE VÄHÄTALO
LEVYLÄMMÖNSIIRTIMEN VIRTAUKSEN JA LÄMMÖNSIIRRON
MALLINNUS
Diplomityö

Tarkastaja: professori Reijo Karvinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Luonnontieteiden tiedekunnan tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 14. Tammikuuta 2015

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

VÄHÄTALO, KALLE: Levylämmönsiirtimen virtauksen ja lämmönsiirron mallinnus

Diplomityö, 70 sivua, 7 liitesivua

Helmikuu 2015

Pääaine: Virtaustekniikka

Tarkastaja: professori Reijo Karvinen

Avainsanat: Levylämmönsiirrin, Virtaussimulointi, Lämmönsiirto, Virtauksen visualisointi

Tässä diplomityössä tarkastellaan virtaussimuloinnin soveltamista Vahterus Oy:n kehittämän täysin hitsatun Plate&Shell-levylämmönsiirtimen virtauksien ja lämmönsiirron määrittämisessä. Tarkoituksena oli tehdä virtaussimulointeja kahden lämmönsiirtolevyn väliin muodostuvalle virtauskanavalle erilaisissa virtausolosuhteissa ja verrata saatuja tuloksia virtauksen visualisoinnin ja Vahterus Oy:n mitoitusohjelman antamiin tuloksiin.

Teoriaosuudessa perehdyttiin aluksi levylämmönsiirtimien yleisiin ominaisuuksiin ja rakenteisiin. Jotta saataisiin käsitys alan tutkimuksen nykytilanteesta, tehtiin katsaus kirjallisuudesta löytyviin tutkimuksiin. Virtaussimulointimallien perusteiden ymmärtämiseksi esiteltiin virtausta ja lämmönsiirtoa hallitsevat yhtälöt, työssä käytetyt turbulenssimallit ja seinämäkäsittelymenetelmät.

Virtaussimuloinneilla saatuja tuloksia haluttiin validoida virtauksen visualisoinnin avulla. Levylämmönsiirtimen pakkapuolen levyvälin virtauksesta tehtiin täysikokoinen malli, jonka toinen lämmönsiirtolevy valmistettiin akryylimuovista. Virtauksen käyttäytymistä havainnoitiin lisäämällä virtausaineena käytettyyn veteen väriainetta ja värillisiä seurantapartikkeleita.

Virtaussimuloinnit toteutettiin ANSYS FLUENT -laskentaohjelmistolla, joka käyttää hallitsevien yhtälöiden ratkaisemiseen kontrollitilavuusmenetelmää. Käytettäväksi turbulenssimalliksi valikoitui vertailujen jälkeen $k-\omega$ SST malli, jonka antamat tulokset vastasivat parhaiten todellisen levylämmönsiirtimen toimintaa. Virtaussimuloinnit toteutettiin erikseen lämmönsiirtimen ensiö- ja toisiopuolelle (pakka- ja vaippapuoli) tarvittavan laskentakapasiteetin vähentämiseksi. Virtausaineena työssä käytettiin vettä.

Simuloituja tuloksia verrattiin Vahterus Oy:n mitoitusohjelmasta saatuihin tuloksiin erilaisilla massavirran arvoilla. Lisäksi esiteltiin paine-, lämpötila- ja nopeusjakaumien ja -profiilien kuvaajia, joiden avulla voitiin analysoida virtauksen rakennetta levyjen välissä. Tuloksien mukaan työssä käytetyt laskentamallit kuvaavat levylämmönsiirtimen toimintaa riittävän tarkasti. Pakkapuolen virtaussimuloinnin tulokset vastasivat varsin hyvin mitoitusohjelmalla laskettuja tuloksia, mutta vaippapuolen tuloksissa esiintyi virtausohjaimen mallinnuksen vaikeudesta johtuen suurempia eroja.

Tulosten perusteella voidaan virtaussimulointia suositella työkaluksi levylämmönsiirtimen tuotekehitykseen. Jatkossa virtaussimulointia voitaisiin hyödyntää muun muassa uusien levygeometrioiden optimoinnissa sekä lämmönsiirron ja painehäviöiden laskennan tarkentamisessa nykyisillä lämmönsiirtimillä.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Environmental and Energy Technology

VÄHÄTALO, KALLE: Modeling of fluid dynamics and heat transfer in plate heat exchanger

Master of Science Thesis, 70 pages, 7 Appendix pages

February 2015

Major: Fluid Dynamics

Examiner: Professor Reijo Karvinen

Keywords: Plate Heat Exchanger, Computational Fluid Dynamics, Heat Transfer, Flow visualization

The object of this master thesis was to investigate the possibilities of computational fluid dynamics to analyze the fluid dynamics and heat transfer of the fully welded plate heat exchanger made by Vahterus Oy. The purpose was to make simulations in various flow conditions and compare these results with the results from flow visualization and commercial sizing program.

In the beginning of the theoretical part we studied the common features and the construction of plate heat exchangers. We made a review of previous studies in order to get an understanding of the current state of research in the field. The governing equations of the fluid dynamics and the heat transfer was presented. Also the used turbulence models and wall treatment methods were presented.

We wanted to validate the results from the simulations with flow visualizations. A full sized model was made to represent the flow in the plate side of the plate heat exchanger. The other plate of the model was made from acrylic glass. The flow behavior was observed by adding color pigment or colored particles to the water.

The flow simulations were implemented with a commercial ANSYS FLUENT software which uses the finite volume method to solve the governing equations. After comparison we used the $k-\omega$ turbulence model, because it gave the best results. The simulated heat exchanger was a water/water heat exchanger and the simulations were made separately for both sides of the heat exchanger.

In the result section the simulated results were compared with the results from commercial sizing program with different mass flow rates. Also different pressure, temperature, and velocity contours and profiles were presented. With those the flow structure between the plates can be analyzed. According to the results the used simulation models represent the function of plate heat exchanger with sufficient accuracy. The differences in the plate side were really small but the differences in shell side were larger because of problems in modelling of the sealing.

Based on the results computational fluid dynamics can be recommended as a tool of development of plate heat exchangers. The optimization of geometrical parameters of the plate heat exchanger would be a good subject for the future.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisessä yliopistossa kone- ja tuotantotekniikan laitoksella ja Vahterus Oy:ssä kesäkuun 2014 ja tammikuun 2015 välisenä aikana. Työn rahoittajana toimi Tampereen teknillisen yliopiston säätiö ja diplomityön aihe tuli Vahterus Oy:ltä.

Kiitän professori Reijo Karvista työni valvomisesta ja hyödyllisistä neuvoista. Samassa työhuoneessa työskennelleitä Antti Ylistä, Shinya Abea ja Timo Saksalaa haluan kiittää antoisista keskusteluista ja hyvistä vinkeistä diplomityöprosessin aikana. Lisäksi haluan kiittää koko kone- ja tuotantotekniikan laitoksen henkilökuntaa.

Kiitän DI Jyrki Sonnista Vahterus Oy:stä työni ohjaamisesta ja työhöni liittyvistä kommenteista. Haluan kiittää myös koko Vahterus Oy:n tuotekehitys- ja laatuosaston henkilökuntaa työhöni liittyvien resurssien hankinnasta ja avusta diplomityöprosessin aikana. Vahterus Oy:tä haluan kiittää mielenkiintoisesta aiheesta.

Perheelleni kiitos tuesta ja avusta koko opiskelujeni aikana. Kihlatulleni Annelle annan suuret kiitokset avusta ja jaksamisesta diplomityöprosessin aikana.

Kalannissa 21.1.2015

Kalle Vähätalo

SISÄLLYS

1. Johdanto.....	1
2. Levylämmönsiirrin.....	3
2.1 Historiallinen tausta	3
2.2 Lämmönsiirto	3
2.3 Rakenne ja ominaisuudet	7
2.3.1 Tiivisteellinen levylämmönsiirrin	8
2.3.2 Täysin hitsattu levylämmönsiirrin	9
2.3.3 Osittain hitsattu levylämmönsiirrin	11
2.3.4 Juotettu levylämmönsiirrin	12
2.4 Aiemmat tutkimukset	12
2.4.1 Mittauksiin perustuvat tutkimukset	12
2.4.2 Virtauksen ja lämmönsiirron simulointi	17
3. Hallitsevat yhtälöt	27
3.1 Jatkuvuusyhtälö	27
3.2 Liikemääräyhtälöt	28
3.3 Energiayhtälö	30
3.4 Turbulenssi	32
3.4.1 Turbulenssimallit	33
3.4.2 Kaksiyhtälömallit	34
3.4.3 Seinämäkäsittely	38
3.4.4 Seinämäfunktiot	39
4. Virtauksen visualisointi	44
4.1 Laitteisto	44
4.2 Havainnot	45
5. Virtaussimulointi.....	47
5.1 Geometrian mallinnus	47
5.1.1 Pakkapuoli	47
5.1.2 Vaippapuoli	48
5.2 Laskentaverkon generointi	49
5.2.1 Laskentaverkon laatu	50
5.2.2 Laskentaverkkoriippumattomuuden toteaminen	50
5.3 Laskenta	51
5.3.1 Reunaehtojen asettaminen	51
5.3.2 Yhtälöiden diskretointi	52
5.3.3 Konvergenssin seuranta	52
6. Tulokset ja pohdinta	53
6.1 Turbulenssimallien vertailu	53
6.2 Simulointitulosten vertailu mitoitustuloksiin	54
6.3 Paine-, nopeus- ja lämpötilakentät	57

6.4	Profiilit	61
6.4.1	Lämpötila- ja paineprofiilit virtaussuunnassa.....	61
6.4.2	Lämpötilaprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa	63
6.4.3	Nopeusprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa	64
7.	Yhteenveto	66
	Lähteet.....	68
	Liite 1: Kuvia virtauksen visualisoinnista	71
	Liite 2: Koodit lineaarisen lämpötilareunaehdon määrittelyyn	76

KÄYTETYT MERKINNÄT

Latinalaiset aakkoset

A	Pinta-ala [m^2]
a_{np}	Elementin viereisten pisteiden vaikutus
a_p	Elementin keskipisteen arvo
B	Logaritmisen nopeusprofiilin vakio
b	Reunaehdoista riippuva vakio
c_p	Ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa [$\text{J/kg}\cdot\text{K}$]
c_v	Ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa [$\text{J/kg}\cdot\text{K}$]
d	Levyn aallotuksien välimatka [m]
A_0	Muuttuja realisoituvaa k - ε turbulenssimalliin
A_s	Muuttuja realisoituvaa k - ε turbulenssimalliin
C_1	Vakio k - ε turbulenssimalliin
C_2	Vakio k - ε turbulenssimalliin
C_μ	Vakio k - ε turbulenssimalliin
D_h	Hydraullinen halkaisija [m]
E	Kokonaisenergia [J]
f	Fanningin kitkakerroin
h	Konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W/m}^2\text{K}$]
I	Turbulenssin intensiteetti
i	Sisäenergia [J]
j	Colburnin kerroin, kytkee toisiinsa liikemäärän-, massan- ja lämmönsiirron
K	Lämmönläpäisykerroin [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
k	Lämmönjohtumiskerroin [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
k	Turbulenssin kineettinen energia [J]
L	Lämmönsiirtimen pituus [m]
l_ε	Turbulenssin energian dissipaation pituusskaala [m]
\dot{m}	Massavirta [kg/s]
P	Lämpötilatehokkuus
P	Lämmönsiirtimen perimetri [m]
p	Paine [Pa]
Q	Siirretty lämpöteho [W]
q_i	Koordinaattisuuntaan elementtiin tuleva lämpövirta [W/m^2]
R	Kapasiteettisuhde
R_f	Likaantumisvastus [$\text{m}^2\text{K/W}$]
\tilde{S}	Realisoituvan k - ε mallin muuttuja
S_{ij}	Pyörteenvenytystensori
S_E	Lähdetermi energiyhtälölle
S_i	Lähdetermi sisäenergian yhtälölle

S_{Mi}	Lähdetermi liikemääräyhtälölle
s	Lämmönsiirtolevyjen väliin jäävän raon korkeus [m]
T	Lämpötila [K]
ΔT_{LM}	Logaritminen lämpötilaero [K]
t	Aika [s]
U	Virtauksen keskilämpötila [K]
u	Nopeuskomponentti x-akselin suuntaan [m/s]
u^+	Dimensioton nopeus
u_τ	Leikkausnopeus [m/s]
v	Nopeuskomponentti y-akselin suuntaan [m/s]
W	Realisoituvan k - ε mallin muuttuja
w	Nopeuskomponentti z-akselin suuntaan [m/s]
x	x-koordinaatti [m]
Δx	Levyn paksuus [m]
y	y-koordinaatti [m]
y^+	Dimensioton etäisyys seinältä
z	z-komponentti [m]

Kreikkalaiset aakkoset

α	Vakio k - ω turbulenssimalliin
β	Aallotuskulma [deg]
β	Vakio k - ω turbulenssimalliin
β^*	Vakio k - ω turbulenssimalliin
δ	Levyn aallotuksien amplitudi [m]
ε	Turbulentin kineettisen energian dissipaatio [J]
ε	Termodynaaminen tehokkuus
θ	Lämpötilaero [K]
K	Kozenyn kerroin
μ	Dynaaminen viskositeetti [Pa·s]
ν	Kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
ρ	Tiheys [kg/m ³]
σ_k	Vakio k - ε turbulenssimalliin
σ_ε	Vakio k - ε turbulenssimalliin
σ_ω	Vakio k - ω turbulenssimalliin
τ_{ij}	Viskoosi jännityskomponentti [N/m ²]
τ_w	Leikkausjännitys seinällä [N/m ²]
ϕ	Realisoituvan k - ε mallin muuttuja
ϕ_p	Muuttujan arvo elementin keskipisteessä
Ω_{ij}	Pyörteisyyssensori
ω	Turbulenssin ominaisdissipaatio [s ⁻¹]

Alaindeksit

<i>c</i>	Kylmä virtaus
<i>h</i>	Kuuma virtaus
<i>i</i>	Sisääntuleva virtaus
<i>o</i>	Poistuleva virtaus

Muut symbolit ja lyhenteet

CFD	Computational Fluid Dynamics, Laskennallinen virtausdynamiikka
DLCT	Diffusion Limited Current Technique, Diffuusion rajoittama tekniikka
DNS	Direct Numerical Simulation, Suora numeerinen simulointi
EWT	Enhanced Wall Treatment, Paranneltu seinämäkäsittely
NEWF	Non-Equilibrium Wall Functions, Epätasapainotilan seinämäfunktio
NTU	Siirrettyjen lämpöyksiköiden määrä
Nu	Nusseltin luku
LES	Large Eddy Simulation, Suurten pyörteiden simulointi
PHE	Plate Heat Exchanger, Levylämmönsiirrin
Pr	Prandtin luku
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes, Reynoldsin keskiarvoitetut Navier-Stokesin yhtälöt
Re	Reynoldsin luku
RNG	Re-Normalisation Group, Uudelleen normalisoitu ryhmä
SST	Shear Stress Transport, Leikkausjännityksen siirtomalli
SWF	Standard Wall Functions, Standardit seinämäfunktio

1 JOHDANTO

Energian hinnan kallistumisen ja pahenevien ympäristöongelmien vuoksi energian tehokkaasta käytöstä on tullut yksi tämän hetkisen maailmamme tärkeimmistä kehityskoh-teista. Erilaiset lämmönsiirtimet ovat osa lähes jokaista teollista prosessia, minkä vuoksi lämmönsiirron tehostaminen on tärkeä osa prosessissa kohti energiatehokkaampaa maa-ilmaa. Lämmönsiirtimien perusajatuksena on siirtää lämpöenergiaa kahden virtaavan ai-neen välillä. Tehostamalla lämmönsiirtoa lämmönsiirtimissä voidaan valmistaa siirtimiä, jotka ovat teholtaan yhtä suuria kuin vanhat, mutta mitoiltaan pienempiä. Toisaalta samankokoisesta siirtimestä saadaan parannusten jälkeen suurempi lämmönsiirtoteho. Näin säästetään sekä investointi- että käyttökustannuksissa.

Levylämmönsiirrin on esimerkki kompaktista lämmönsiirtimestä. Niissä lämmön-siirtoaineet kulkevat aallotettujen lämmönsiirtolevyjen väliin muodostuvissa kanavissa. Levyjen aallotetun rakenteen takia levyjen väliin muodostuu monimutkainen, kolmiulot-teinen kanavisto, joka aiheuttaa virtaukseen voimakasta pyörteilyä. Pyörteily tehostaa lämmönsiirtoa huomattavasti, jolloin rakenteesta tulee kompakti.

Levylämmönsiirtimet ovat olleet käytössä jo vuosisadan ajan ja sinä aikana niiden kehitys on perustunut lähinnä kokeellisiin menetelmiin. Viime vuosikymmenten tietoko-neiden kehityksen takia virtaussimuloinnista on kuitenkin tullut varteenotettava vaihto-ehto levylämmönsiirtimien analysointiin ja kehitykseen. Tämän työn tarkoituksena on tarkastella virtaussimuloinnin mahdollisuuksia Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmön-siirtimen virtauskenttien ja lämmönsiirron määrittämisessä.

Työssä esitetään levylämmönsiirtimien yleisiä ominaisuuksia ja rakenteita. Vaikka kaikki levylämmönsiirtimet perustuvat samaan perusajatukseseen lämmönsiirtolevyjen vä-lissä virtaavista lämmönsiirtoaineista, toteutukset poikkeavat hyvin paljon toisistaan. Le-vylämmönsiirtimet voidaankin ryhmitellä alaryhmiin esimerkiksi sen mukaan, miten lämmönsiirtolevyt on liitetty toisiinsa. Työssä tehdään myös kirjallisuuskatsaus edeltä-viin kirjallisuudesta löytyviin levylämmönsiirtimien tutkimuksiin.

Virtaussimulointeja tehtäessä on tärkeää ymmärtää virtausta ja lämmönsiirtoa hal-litsevat teoriat, jotta tiedetään käytettävän mallin mahdollisuudet ja heikkoudet. Tämän vuoksi työssä esitellään yleisten virtausyhtälöiden lisäksi myös käytettävät turbulenssi-mallit ja ilmiöiden käsittely pinnan lähellä.

Jos halutaan varmistua virtaussimuloinneilla saatujen tuloksien oikeellisuudesta, on tulokset pystyttävä validoimaan jollakin keinolla. Koska havaintojen ja mittauksien teke-minen levylämmönsiirtimen sisältä on teknisesti hyvin vaikeaa, on tässä työssä käytetty hyväksi virtauksen visualisointia virtauksen kvalitatiivisten ominaisuuksien selvittämi-seen. Näitä havaintoja on työssä verrattu virtauskentän simulointien antamiin tuloksiin.

Työssä esitellään virtaussimulointiprosessin vaiheet ja työssä käytetyt laskentamallit. Laskenta-alueen suuren koon vuoksi levylämmönsiirtimen pakka- ja vaippapuolen virtaus- ja lämpötilakentät ratkaistaan erikseen. Reunaehdot simulointien toteuttamiselle saadaan aiempiin mittauksiin perustuvasta Vahterus Oy:n mitoitushjelmasta.

Tulososuudessa määritetään parhaiten kyseisessä virtaussimuloinnissa toimiva turbulenssimalli, jota sitten käytetään simuloinneissa. Simuloinneilla saatuja painehäviön ja lämmönsiirron tuloksia verrataan Vahterus Oy:n mitoitushjelman antamiin tuloksiin. Lisäksi esitellään virtauksen ja lämmönsiirron rakennetta kuvaavia lämpötila-, paine- ja nopeuskentän kuvaajia, joiden avulla voidaan analysoida Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmönsiirtimen toimintaa. Lopuksi esitetään suosituksia siitä miten tutkimusta kannattaisi jatkaa tulevaisuudessa.

2 LEVYLÄMMÖNSIIRRIIN

Aluksi työssä käsitellään levylämmönsiirtimen ominaisuuksia. Kappale on jaettu levylämmönsiirtimien historiallisen taustan läpikäyntiin, lämmönsiirtimen lämmönsiirron perusyhtälöihin, levylämmönsiirtimen rakenteen ja yleisimpien rakennetyyppien esittelyyn sekä kirjallisuuskatsaukseen aiemmista levylämmönsiirtimiä koskevista tutkimuksista.

2.1 Historiallinen tausta

Levylämmönsiirtimien kehitys alkoi 1800-luvun loppupuolella, kun vaatimukset ruoka- tuotteiden laadulle kiristyivät yleisen tietoisuuden kasvaessa. Erityisesti käsittelemättömän maidon oletettiin levittävän sairauksia, minkä seurauksena kehitettiin maidon pastörointi. Pastöroinnissa vaaditaan maidon nopea kuumennus tiettyyn lämpötilaan, jossa se pidetään tietyn ajan ennen nopeaa jäähdytystä. Vaikeudet näiden olosuhteiden saavuttamisessa sen aikaisilla laitteilla johtivat levylämmönsiirtimien kehitykseen. (Wang et al. 2007)

Ensimmäisen patentin levylämmönsiirtimelle sai saksalainen Albrecht Dracke vuonna 1878 sovellukselle, jossa levyn toisella puolella virtaava neste jäädyttää toisella puolella virtaavaa nestettä levypakassa. Ensimmäisen kaupallisen levylämmönsiirtimen kuitenkin esitteli englantilaisen APV-yhtiön perustaja Dr Richard Seligman vasta vuonna 1923. (Wang et al. 2007)

Levylämmönsiirtimien kehitys nopeutui 1970-luvun energiakriisin myötä, kun energian kulutusta haluttiin vähentää parantamalla lämmönsiirtimien tehokkuutta. Kehityskohteina ovat olleet eteenkin levyjen kohokuviointit sekä valmistusmenetelmät. Vaikka levylämmönsiirtimien toiminnan ja rakenteen peruseriaatteet ovat pysyneet samoina jo lähes vuosisadan, on jatkuva kehitys lisännyt levylämmönsiirtimien käyttökohteita ja ne ovat nykyään käytössä hyvin monella teollisuuden alalla. (Wang et al. 2007)

2.2 Lämmönsiirto

Lämmönsiirto virtaavasta nesteestä tai kaasusta toiseen nesteeseen tai kaasuun on yksi tärkeimmistä prosessiteollisuuden tavoitteista. Lämpöenergia siirtyy aina kuumemmasta väliaineesta kylmempään. Lämpöä voi siirtyä kolmen eri mekanismin avulla. Nämä mekanismit ovat lämmönjohtuminen, konvektio ja säteily. Säteilylämmönsiirrolla on prosessiteollisuudessa merkitystä ainoastaan joissain erityiskohteissa. Konvektiolla tarkoitetaan lämmönsiirtoa virtaavan aineen ja kiinteän pinnan välillä. Konvektio ja lämmönjohtuminen ovat tärkeimmät lämmönsiirtomekanismit teollisuudessa. (Mills 2014)

Lämmönsiirtimen kylmän ja kuuman puolen siirretyt lämpötehot voidaan lausua massavirtojen, ominaislämpökapasiteettien ja lämpötilaerojen avulla (katso kuvat 2.1 ja 2.2)

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \text{ja} \quad (2.1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) . \quad (2.2)$$

Yleensä lämmönsiirtimiä käsiteltäessä tehdään oletus, että kaavoissa (2.1) ja (2.2) esitetyt lämpötehot ovat yhtä suuret eli kaikki lämmönsiirtimen kuumalta puolelta siirtyvä lämpö siirtyy kylmälle puolelle. Tämä ei kuitenkaan pidä täysin paikkaansa, koska lämpöä siirtyy myös ympäristöön. Näitä lämpöhäviöitä yritetään minimoida eristämällä lämmönsiirtimet. Lisäksi oletetaan, että kuuman ja kylmän puolen virtaukset ovat staattisia toisin sanoen massavirrat ja lämpötilat eivät muutu ajan funktiona, jolloin lämpöä siirtyy vain virtausaineiden välillä. Kun oletetaan, ettei lämpöhäviöitä ympäristöön ja lämmönsiirtimen rakenteeseen ole, voidaan kirjoittaa

$$Q_h = Q_c = Q . \quad (2.3)$$

Siirtyvä lämpöteho Q voidaan määritellä myös muodossa

$$Q = KA\Delta T_{LM} , \quad (2.4)$$

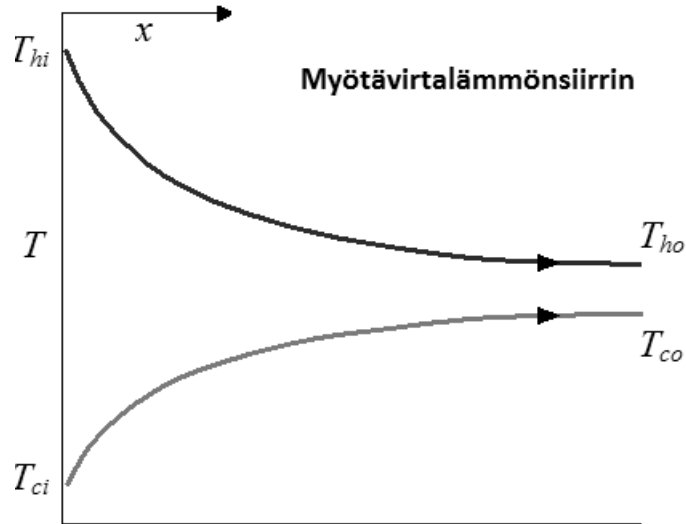
jossa:

K = lämmönläpäisykerroin ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

A = lämmönsiirtopinta-ala (m^2)

T_{LM} = logaritminen lämpötilaero kuuman ja kylmän virtauksen välillä (K).

Logaritminen lämpötilaero määritellään eri tavalla riippuen siitä, onko kyseessä myötävai vastavirtalämmönsiirrin. Myötävirtalämmönsiirtimessä kylmä ja kuuma virtaus kulkevat samaan suuntaan. Tällöin virtausten välinen lämpötilaero on suurimmillaan, kun virtaukset tulevat siirtimeen ja lämpötilaero pienenee koko siirtimen ajan. Myötävirtalämmönsiirtimen T–Q-kuvaaja on esitetty kuvassa 2.1.

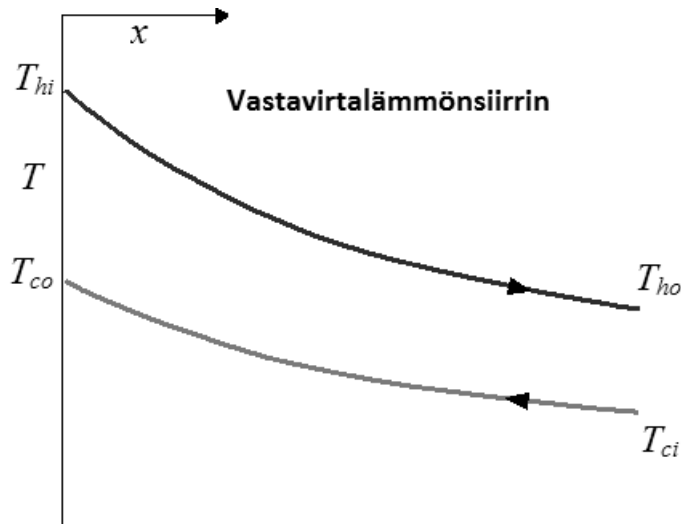


Kuva 2.1: Virtausten lämpötilat myötävirtalämmönsiirtimessä (Normani 2009)

Myötävirtalämmönsiirtimen logaritminen lämpötilaero määritellään

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \Delta T_o - \ln \Delta T_i} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln(T_{h,o} - T_{c,i}) - \ln(T_{h,i} - T_{c,o})} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln \frac{(T_{h,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,o})}}. \quad (2.5)$$

Vastavirtalämmönsiirtimessä kuuma ja kylmä virtaus kulkevat vastakkaisesti suuntiin, jolloin virtausten välinen lämpötilaero pysyy lähes vakiona koko siirtimen ajan, jos virtausaineiden ominaislämpökapasiteetit ja massavirrat ovat yhtä suuria. Vastavirtalämmönsiirtimen T–Q-kuvaaja on esitelty kuvassa 2.2.



Kuva 2.2: Virtausten lämpötilat vastavirtalämmönsiirtimessä (Normani 2009)

Vastavirtalämmönsiirtimelle logaritminen lämpötilaero määritellään

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \Delta T_o - \ln \Delta T_i} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,o}) - (T_{h,i} - T_{c,i})}{\ln(T_{h,o} - T_{c,o}) - \ln(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,o}) - (T_{h,i} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,o} - T_{c,o})}{(T_{h,i} - T_{c,i})}}. \quad (2.6)$$

Lämmönläpäisykerroin K voidaan määrittellä lämpövastusten käänteislukujen summana

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_h} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_c} + R_f, \quad (2.7)$$

jossa:

h_h = kuuman virtauksen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

Δx = lämmönsiirtimen seinän paksuus [m]

k = lämmönsiirtimen seinän materiaalin lämmönjohtavuus [W/mK]

h_c = kylmän virtauksen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

R_f = likaantumiskerroin [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$].

Määritellään kaksi lämmönsiirtimien analysoinnissa tarvittavaa dimensiotonta lukua. Reynoldsin luku kuvaa virtauksen nopeutta ja Prandtlin luku kuvaa liikemäärän ja termisen diffuusion suhdetta, mikä on vahvasti riippuvainen lämpötilasta. Luvut määritellään levylämmönsiirtimen tapauksessa

$$Re = \frac{D_h U}{\nu} = \frac{2sU}{\nu} \quad \text{ja} \quad (2.8)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}, \quad (2.9)$$

joissa:

D_h = hydraullinen halkaisija [m]

s = lämmönsiirtolevyjen väliin jäävän raon korkeus [m]

U = virtauksen keskinopeus [m/s]

ν = kinemaattinen viskositeetti [m^2/s]

μ = dynaaminen viskositeetti [$\text{Pa}\cdot\text{s}$].

Lämmönsiirtimen tehokkuus ϵ määritellään myötä- ja vastavirtalämmönsiirtimelle

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+R)}}{1+R} \quad \text{ja} \quad (2.10)$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-R)}}{1 - R e^{-NTU(1-R)}}, \quad (2.11)$$

joissa:

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\min(C_H, C_C)}{\max(C_H, C_C)} = \text{kapasiteetisuhde} \quad (2.12)$$

$$C = \dot{m}c_p = \text{lämpökapasiteetti} [\text{W}/\text{K}\cdot\text{s}] \quad (2.13)$$

$$NTU = \frac{KPL}{c_{min}} = \text{Siirrettyjen lämpöyksiköiden määrä} \quad (2.14)$$

\dot{m} = massavirta [kg/s]

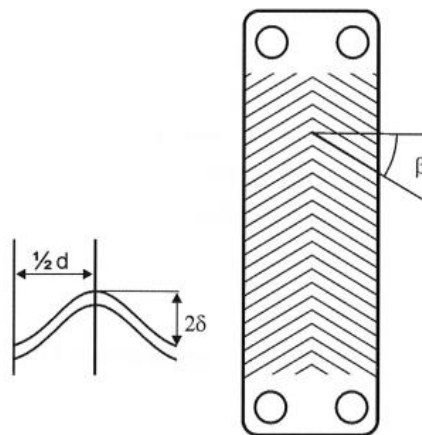
c_p = ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa [J/kg·K]

P = lämmönsiirtimen perimetri [m]

L = lämmönsiirtimen pituus [m]

2.3 Rakenne ja ominaisuudet

Levylämmönsiirtimen yleinen rakenne koostuu yhteen puristetuista levyistä, jossa joka toisessa välissä kulkee lämmitettävä ja joka toisessa jäähdytettävä lämmönsiirtoaine. Tarkempi rakenne riippuu käytettävästä levylämmönsiirrintyypistä. Yleisimmät levylämmönsiirrintyypit on esitelty kappaleesta 2.3.1 lähtien. Levylämmönsiirtimissä käytettävien levyjen eniten lämmönsiirtoon vaikuttavia geometrisia parametreja ovat levyyn tehtyjen aallotuksien välimatka d ja amplitudi δ sekä aallotuskulma β . Ne on esitetty kuvassa 2.3.



Kuva 2.3: Lämmönsiirtolevyn geometriset parametrit

Levylämmönsiirtimillä on etuja verrattuna perinteisiin putkilämmönsiirtimiin. Näitä ovat:

1. Levyjen aallotus muuttaa virtauksen turbulentiksi jo pienillä virtausnopeuksilla, jolloin lämmönsiirto paranee huomattavasti.
2. Levylämmönsiirtimien koko on paremmasta lämmönsiirrosta johtuen vain noin 20–30 % vastaavien putkilämmönsiirtimien koosta.
3. Hyvästä lämmönsiirrosta ja vastavirtaperiaatteesta johtuen levylämmönsiirtimillä voidaan saavuttaa hyvin pieniä lämpötilaeroja lämmitettävän ja jäähdytettävän aineen välillä.
4. Mahdolliset vuodot tapahtuvat todennäköisesti ympäristöön, jolloin lämmönsiirtoaineiden sekoittumisen vaara on pieni.

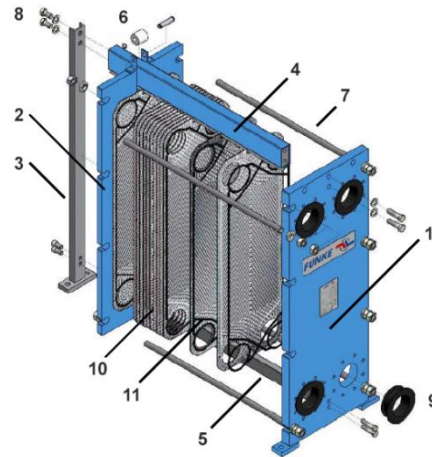
5. Levylämmönsiirtimet soveltuvat viskositeettisille aineille, koska pyörteilyä esiintyy jo pienillä Reynoldsin luvuilla ja lämmönsiirto tehostuu.
6. Tiivisteellinen levylämmönsiirrin voidaan purkaa ja koota uudelleen, jolloin kapasiteetin muutokset ja puhdistukset ovat helppoja toteuttaa.
7. Levylämmönsiirtimien lämmönsiirtoainetilavuudet ovat pieniä, jolloin siirtimen aikavaste prosessissa tapahtuville muutoksille on pieni.
8. Samassa levylämmönsiirtimessä on mahdollista käyttää välilevyjen avulla useampaa kuin kahta lämmönsiirtoainetta.
9. Yhdessä levylämmönsiirtimessä voidaan käyttää erilaisia levykuviointeja.
10. Pienemmän koon takia varastointi-, kuljetus- ja materiaalikustannukset ovat pieniä.
11. Tarvittavan eristyksen määrä on pieni, koska vain päätylevyt ovat suoraan kosketuksissa ympäristöön. (Wang et al. 2007)

Levylämmönsiirtimillä on myös heikkouksia verrattuna perinteisiin putkilämmönsiirtimiin:

1. Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen käyttöpaineen ja -lämpötilan rajat ovat melko alhaiset johtuen tiivisteiden kestävydestä.
2. Tiedyt tiivistetyypit eivät sovellu kaikille lämmönsiirtoaineille syöpymisen takia.
3. Levyjen ohut rakenne aiheuttaa rajoitteita paineen kestolle. (Wang et al. 2007)

2.3.1 Tiivisteellinen levylämmönsiirrin

Tiivisteellinen levylämmönsiirrin on yleisimmin käytetty levylämmönsiirrintyyppi ja useimmat kirjallisuudessa esitetyt tutkimukset käsittelevät sitä. Tiivisteellinen levylämmönsiirrin koostuu ohuista levyistä, jotka on tiivistetty kumitiivisteellä ja kiristetty pulttien avulla päätylevyjen väliin. Lämmönsiirtolevyihin on yleensä tehty erilaisia aallotuksia lämmönsiirron parantamiseksi. Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen etuina ovat helppo puhdistettavuus ja kapasiteetin muunneltavuus. Rakenteen suurin heikkous on tiivisteiden käyttö, joka ei sovellu kaikille lämmönsiirtoaineille ja rajoittaa lämpötilan ja paineen kestoa. Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen rakenne ja osat on esitelty kuvassa 2.4.



- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| 1. Päätlevy /
etulevy | 6. Raamin kantorulla |
| 2. Liikuteltava takalevy | 7. Raamin kiristyspultit |
| 3. Raamin etutukipalkki | 8. Kiristysmutterit |
| 4. Raamin kantopalkki | 9. Yhteiden kumiointi |
| 5. Raamin ohjauspalkki | 10. Tiivisteet |
| | 11. Lämmönsiirtolevyt |

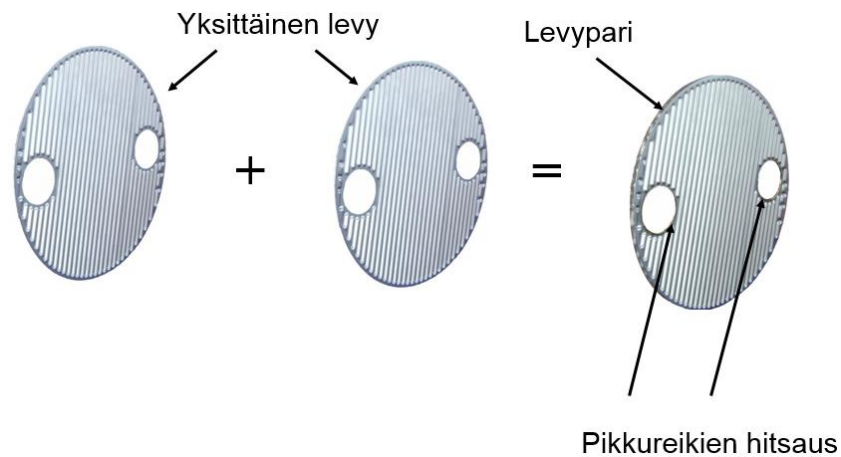
Kuva 2.4: Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen rakenne. (ViFlow Finland Oy)

2.3.2 Täysin hitsattu levylämmönsiirrin

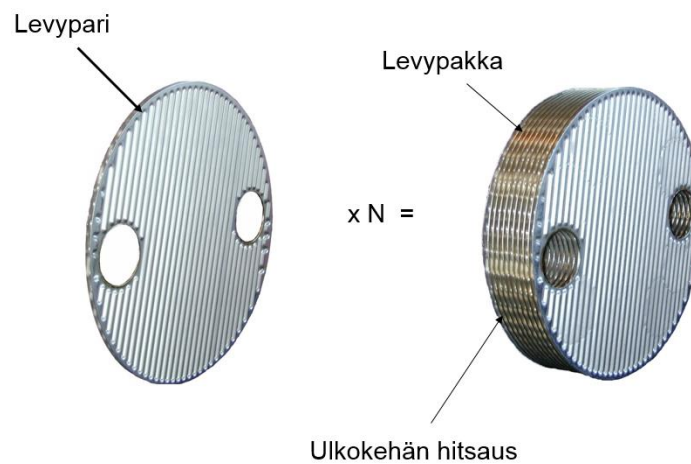
Täysin hitsatussa levylämmönsiirtimessä lämmönsiirtolevyt hitsataan kiinni toisiinsa. Näin vältetään tiivisteiden käyttö, mutta samalla menetetään kyky rakenteen täydelliseen avaamiseen. Hitsatulla rakenteella voidaan saavuttaa korkeita lämpötilan ja paineen kestoja. Eri valmistajilla on rakenteeltaan hyvin erilaisia täysin hitsattuja levylämmönsiirtimiä, joista seuraavaksi esitellään tässä työssä käsiteltävä Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmönsiirrin.

Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmönsiirrin

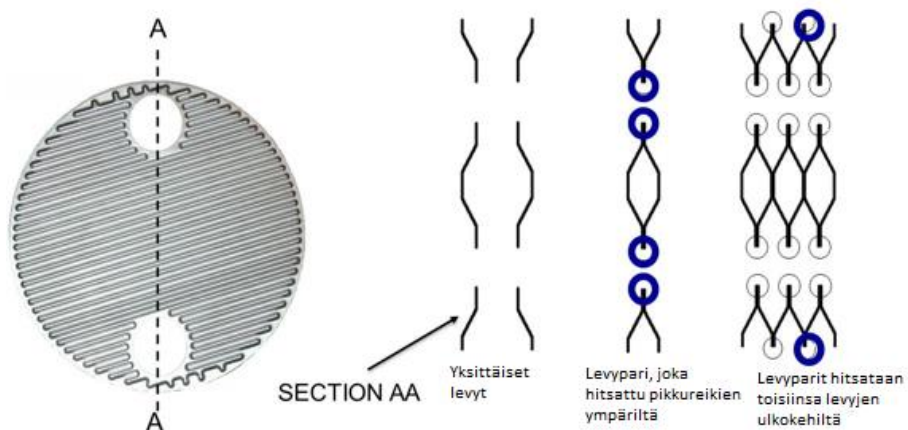
Vahterus Oy:n Plate&Shell-levylämmönsiirrin koostuu pyöreistä lämmönsiirtolevyistä koostetusta pakasta ja putkivaipasta, johon levypakka asetetaan. Plate&Shell-levylämmönsiirtimen ensiö- ja toisiopuolesta käytetään tässä työssä nimityksiä pakka- ja vaippapuoli. Lämmönsiirtolevyihin prässätään aallotettu kuviointi, joka lisää levyjen välissä kulkevan virtauksen pyörteisyyttä ja samalla lämmönsiirtoa. Plate&Shell-levylämmönsiirtimessä levypakan valmistus aloitetaan hitsaamalla kaksi lämmönsiirtolevyä yhteen levyjen keskiosassa sijaitsevien pienten reikien kohdalta. Näin muodostuneet levyparit hitsataan yhteen levyjen ulkokehältä, jolloin pakka- ja vaippapuolen virtaukset kulkevat joka toisessa kanavassa. Levyparien lukumäärää tai levyjen kokoa muuttamalla voidaan lämmönsiirtimen tehoa muunnella. Plate&Shell-levylämmönsiirtimen levypakan rakenne on esitetty kuvissa 2.5 ja 2.6. Kuvassa 2.7 on esitetty poikkileikkaus levypakan keskeltä, josta nähdään lämmönsiirtolevyjen väliin muodostuvat virtauskanavat sekä pakka- että vaippapuolen virtaukselle.



Kuva 2.5: Lämmönsiirtolevyjen hitsaus levypareiksi Plate&Shell-levylämmönsiirtimessä



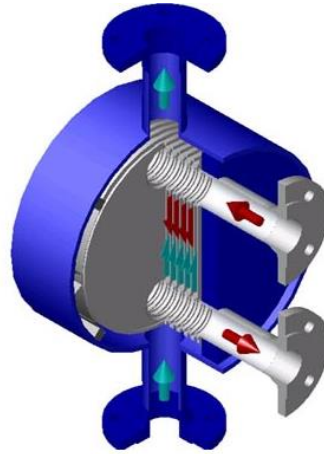
Kuva 2.6: Levyparien hitsaus levypakaksi Plate&Shell-levylämmönsiirtimessä



Kuva 2.7: Poikkileikkaus Plate&Shell-levylämmönsiirtimen levypakasta

Pakkapuolen virtauksen sisääntulo- ja ulosmenoputket hitsataan kiinni levypakkaan. Levypakka asetetaan putkivaippaan, johon asennetaan myös virtausohjaimet ja kumitiivisteet, jotta virtaus ei pääse kulkemaan vaipan reunoja pitkin ilman, että se menee levypa-

kan läpi. Vaippapuolen sisään- ja ulostuloputket asennetaan yleisessä tapauksessa levy-
pakan vastakkaisille puolille. Kuvassa 2.8 on esitetty Plate&Shell-levylämmönsiirtimen
rakenne.

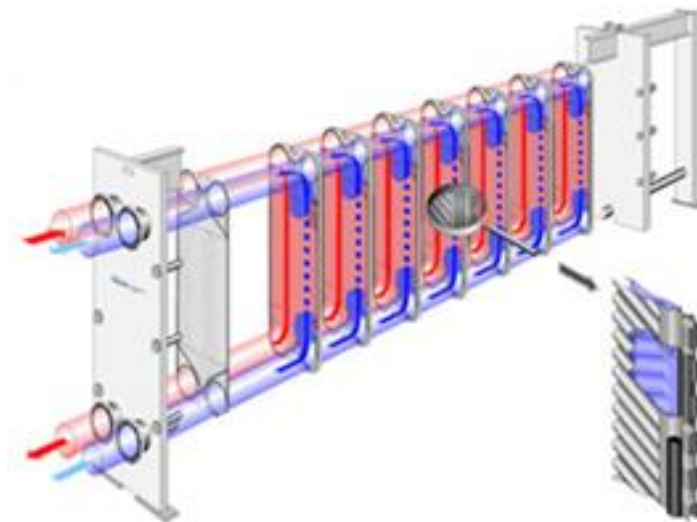


Kuva 2.8: Vahterus Oy:n Plate&Shell-lämmönsiirtimen rakenne.

2.3.3 Osittain hitsattu levylämmönsiirrin

Osittain hitsattu levylämmönsiirrin yhdistää aiemmin mainittujen tiivisteellisen ja kokonaan hitsatun levylämmönsiirtimen ominaisuuksia. Osittain hitsatussa rakenteessa kaksi levyä hitsataan yhteen, kuten täysin hitsatussa rakenteessa, mutta näin syntyneiden levyparien välissä käytetään tiivisteitä. (Reppich 1999)

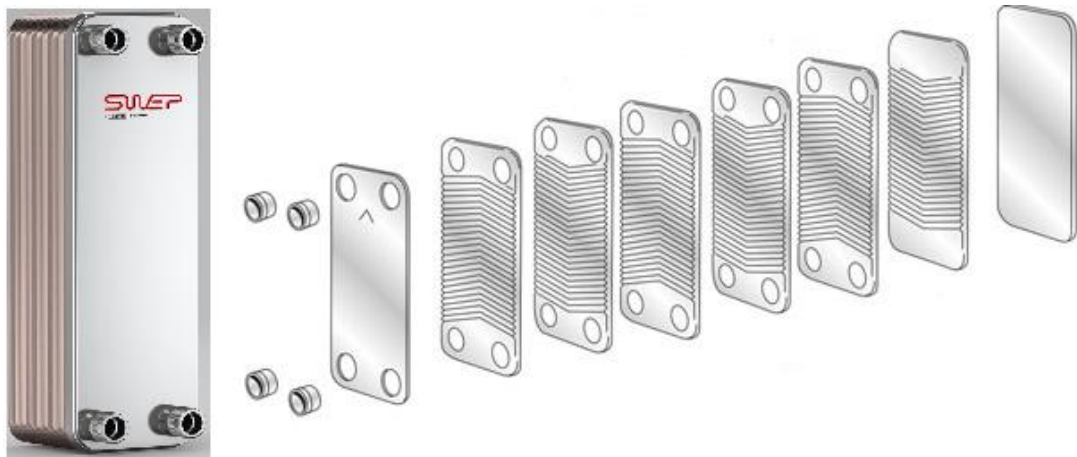
Edellä kuvattua rakennetta voidaan käyttää esimerkiksi silloin, kun toinen lämmönsiirtoaine on tiivisteitä syövyttävää. Osittain hitsatun rakenteen etuina tämän lisäksi ovat mahdollisuus levyparien ulkopintojen puhdistamiseen sekä siirtimen kapasiteetin muuttamiseen levyparien lukumäärää muuttamalla. (Reppich 1999) Osittain hitsatun levylämmönsiirtimen rakenne on esitelty kuvassa 2.9.



Kuva 2.9: Osittain hitsatun levylämmönsiirtimen rakenne (Adhiam 2013)

2.3.4 Juotettu levylämmönsiirrin

Juotetussa levylämmönsiirtimessä lämmönsiirtolevyt nimensä mukaisesti juotetaan kiinni toisiinsa. Juotos ottaa kiinni kaikkiin levyjen välisiin kontaktipisteeseen, jolloin rakenteesta tulee itsekantava eikä tarvita erillisiä pultteja rakenteen kiristämiseen. Juotetun rakenteen etuna on tiivistettömyys, joka tekee rakenteesta kompaktin, koska lähes koko levyjen pinta-ala voidaan käyttää lämmönsiirtoon. Juotetun levylämmönsiirtimen heikkoutena voidaan pitää sitä, ettei sitä pystytä helposti avaamaan, jolloin mekaaninen puhdistus ja kapasiteetin lisääminen on mahdotonta. Juotetun levylämmönsiirtimen rakenne on esitelty kuvassa 2.10.



Kuva 2.10: Juotetun levylämmönsiirtimen rakenne (SWEP International AB)

2.4 Aiemmat tutkimukset

Seuraavaksi esitellään eräitä kirjallisuudesta löytyviä tutkimuksia levylämmönsiirtimiä käsitteleviä tutkimuksia. Koska levylämmönsiirtimien tutkimus perustui ennen lähinnä mittauksilla saatuihin havaintoihin, tutkimukset on ryhmitelty mittauksiin perustuviin tutkimuksiin ja viime aikoina tehtyihin virtauksen ja lämmönsiirron simulointiin perustuviin tutkimuksiin.

2.4.1 Mittauksiin perustuvat tutkimukset

Focke et al. tutkivat aallotuskulman vaikutusta levylämmönsiirtimen tehokkuuteen. Tutkimusmenetelminä he käyttivät virtauksen visualisointia ja diffuusion rajoittaman virran tekniikkaa (DLCT), joka perustuu diffuusion rajoittamaan reaktioon elektrodi/elektrolyyttirajapinnassa. Tutkimuksessa käytettiin suorilla aallotuksilla varustettuja levyjä, joiden aallotuskulmat β olivat 0° , 30° , 45° , 60° , 72° , 80° ja 90° . Työssä saadut tulokset esitettiin kitkakertoimen f ja dimensiottoman Colburnin j -kertoimen avulla aallotuskulman β funktiona kolmella eri Reynoldsin luvulla. Tuloksien mukaan sekä kitkakerroin f että Colburnin j -kerroin kasvavat, kun $\beta < 60^\circ$. Kasvu hidastuu kulman arvoilla $60^\circ < \beta < 80^\circ$ ja maksimi saavutetaan kulman arvolla $\beta = 80^\circ$. Tämän jälkeen arvot pienenevät ja lokaali

minimi saavutetaan kulman arvolla $\beta = 90^\circ$. Kitkakerrointen ja Colburnin j -kertoimien lisäksi Focke et al. esittivät virtauksen visualisointiin perustuvat virtauksen rakenteen kuvaukset tutkituilla aallotuskulman β arvoilla. Heidän mukaansa aallotuskulmalla $\beta = 45^\circ$ virtaus kulkee aallotuksien suuntaisesti levyreunaan asti, jossa se kääntyy vastakkaisen levyn aallotuksen suuntaiseksi. Virtauksen rakenne pysyy samankaltaisena aallotuskulman β arvoon 60° asti, jolloin vastakkaisiin suuntiin kulkevien virtauksien kohtauspai-koissa alkaa syntyä sekundääripyörteitä. Vielä aallotuskulman β arvolla 80° pääosa virtauksesta kulkee aallotusten suuntaisesti, mutta kontaktipisteiden läheisyydessä tapahtuu virtauksen kääntymistä, joka aiheuttaa niin sanottua zig-zag-virtausta. Aallotuskulman β arvolla 90° aallotukset ovat kohtisuorassa virtaussuuntaan vastaan, jolloin virtaus muuttuu turbulentiksi jo hyvin pienillä Reynoldsin luvuilla. Tutkimuksen perusteella aallotuskulma β vaikuttaa hyvin paljon levylämmönsiirtimen tehokkuuteen. (Focke et al. 1985)

Heggs et al. määrittänyt tutkimuksissaan aallotetuilla levyillä varustetun levylämmönsiirtimen virtauskanavan paikallisia siirtokertoimia. Työssä mitattiin elektrokemiallisella diffuusion rajoittaman virran tekniikalla virtauskanavan paikalliset massansiirtokertoimet. Massan- ja lämmönsiirron analogian avulla paikallisten massansiirtokertoimien avulla saadaan tietoa myös paikallisista lämmönsiirtokertoimista. Massansiirron ratkaiseminen antaa myös tietoa virtauksen yksityiskohtaisesta rakenteesta, mitä voidaan käyttää levyjen muodon optimoinnissa. Työssä käytetty virtauksen nopeutta kuvaava dimensioton Reynoldsin luku vaihteli 150:stä 11500:aan. Heggs et al. käyttivät tutkimuksessaan levyjen aallotuskulmia 30° , 45° , 60° ja 90° . Työn tulokset esitettiin keskimääräisinä Colburnin j -kertoimen arvoina Reynoldsin luvun funktiona ja kolmiulotteisina paikallisten Sherwoodin lukujen kuvaajina. Colburnin j -kertoimen kuvaajasta huomattiin, että j -kertoimen arvot kasvavat kulman pienentyessä kaikilla Reynoldsin luvuilla. Lisäksi havaittiin, että suurilla aallotuskulman arvoilla transition laminaarista turbulentiksi tapahtuu jo pienillä Reynoldsin luvuilla, kun taas aallotuskulman arvolla 30° transitiota ei ole kunnolla havaittavissa. Kolmiulotteisista Sherwoodin luvun kuvaajista nähtiin, että suurimmat massansiirron arvot esiintyvät kontaktipisteiden läheisyydessä, jossa myös suurimmat lämmönsiirtokertoimet yleensä esiintyvät. (Heggs et al. 1997)

Muley ja Manglik tutkivat kokeellisesti kalanruotokuviolla varustetuista levyistä koostuvan levylämmönsiirtimen lämmönsiirtoa ja painehäviötä vesivirtauksella. Tutkimuksessa käytetty siirrin oli U-tyyppinen vastavirtalämmönsiirrin ja työssä käytettiin kahta symmetristä levyparia: $30^\circ/30^\circ$ ja $60^\circ/60^\circ$ sekä yhtä sekoitettua levyparia $30^\circ/60^\circ$. Sekoitetulla levyparilla tarkoitetaan rakennetta, jossa käytetään kahdella erilaisella levylämmönsiirtimellä varustettuja lämmönsiirtilevyjä. Mittaukset toteutettiin virtausnopeuksilla, joissa $600 < Re < 10^4$ ja lämpötiloilla, joilla veden Prandtin luku on välillä $2 < Pr < 6$. Mittauksissa käytetty laitteisto koostui kahdesta sarjaan kytketystä levylämmönsiirtimestä, joista toisessa prosessivettä lämmitetään matalapaineisella höyryllä ja toisessa prosessivettä jäähdytetään jäähdytysveden avulla. Mittaukset tehtiin jäähdytyskäytössä olevalla levylämmönsiirtimellä. Tutkimuksessa mitattiin virtausmäärät molemmissa virtauksissa, virtauksien sisään- ja ulostulolämpötilat ja prosessiveden painehäviö levylämmön-

siirtimen yli. Muley ja Manglik esittivät tutkimuksensa tulokset dimensiottoman Nusseltin luvun Nu ja kitkakertoimen f avulla. Tuloksien mukaan lämmönsiirto tehostuu 2–5 kertaiseksi ja painehäviö kasvaa 13–44 kertaiseksi verrattuna sileiden levyjen kirjallisuudesta löytyviin korrelaatioihin. Myös aallotuskulman β kasvattaminen lisää lämmönsiirtoa ja painehäviötä, koska pyörteily kasvaa. Tämän tutkimuksen mukaan virtaus muuttuu turbulentiksi, kun Reynoldsin luku on 1000. Tutkimuksessa on esitetty myös mittauksiin perustuvat korrelaatiot Nusseltin luvulle Nu ja kitkakertoimelle f . Korrelaatiot ovat voimassa, kun Reynoldsin luku on suurempi kuin 1000, aallotuskulma β on välillä $30^\circ < \beta < 60^\circ$, ja levyjen aallotus on sinimuotoinen. Viimeisenä tuloksena tutkimuksessa on esitetty lämmönsiirron vertailu samalla pumppausteholla, josta huomataan, että lämmönsiirto kasvaa 1,1–2,8 kertaiseksi verrattuna sileillä levyillä varustettuun siirtimeen. Sekoitetulla levyparilla $30^\circ/60^\circ$ ei tutkimuksessa huomattu merkittäviä etuja verrattuna vastaavaan symmetriseen levypariin $45^\circ/45^\circ$. (Muley & Manglik 1999)

Würfel ja Ostrowski tutkivat kalanruotokuvioisista levyistä kootun levylämmönsiirtimen käyttöä lauhtuttimena. Lauhtuvana aineena työssä käytettiin vesihöyryä ja n-heptaania. Testilaitteena toiminut levylämmönsiirrin koostui kolmesta virtauskanavasta, jotka asetettiin vastavirtaperiaatteen mukaisesti siten, että kahden jäähdytysvesikanavan väliin asetettiin kanava lauhtuvalle höyrylle. Työssä käytettiin kahdella eri aallotuskulmalla varustettuja lämmönsiirtolevyjä aallotuskulman β ollessa 30° ja 60° . Mittaukset toteutettiin tässä tutkimuksessa mittaamalla ulkopuolelta eristettyjen päätylevyjen lämpötiloja 15 eri mittauspisteessä. Mittaustulosten avulla laskettiin lauhtumiselle ja mahdolliselle tulistuksen poistolle tarvittava lämmönsiirtopinta-ala ja lämmönläpäisykerroin koko siirtimelle. Tutkimuksessa huomattiin, että Reynoldsin luvulla on suuri vaikutus lämmönsiirtoon eteenkin turbulentilla alueella. Myös aallotuskulmalla β on suuri vaikutus lämmönsiirtoon ja levykombinaatiolla $\beta = 60^\circ$ saavutettiin 3–4 kertaa suurempia lämmönsiirron arvoja, kuin levykombinaatiolla $\beta = 30^\circ$. Tutkimuksen mukaan lauhtumisprosessia voidaan kuvata Nusseltin laminaarin kalvolauhtumisen teorioiden avulla, kun $Re < 250$. Kun Reynoldsin luku kasvaa tätä suuremmaksi, on otettava käyttöön kaksifaasivirtauksen yhtälöt. Painehäviön ja lämmönsiirron analogia on selvästi näkyvissä tuloksissa ja painehäviö kasvaa Reynoldsin luvun Re ja aallotuskulman β kasvaessa. Optimaalisin lämmönsiirron ja painehäviön suhde saatiin sekoitetulla levykombinaatiolla h/l . Työssä esitettiin myös korrelaatiot lämmönsiirrolle ja painehäviölle, koska kirjallisuudesta löytyvät korrelaatiot eivät olleet riittävän tarkkoja, kun niitä verrattiin mittauksilla saatuihin arvoihin. (Würfel & Ostrowski 2004)

Durmuş et al. tutkivat lämmönsiirtoa, painehäviötä ja exergiahäviötä levylämmönsiirtimessä kolmella erilaisella levymuodolla. Exergialla tarkoitetaan sitä osaa energiasta, joka voidaan muuttaa työksi. Tutkitut levymuodot olivat sileä levy, aallotettu levy ja neliskulmaisilla kuviolla varustettu levy. Työssä tutkittu siirrin on yksivetoinen 15 levyinen levylämmönsiirrin ja tutkimuksessa tutkittiin sekä myötä- että vastavirtatapausta. Tutkimuksessa käytetyt virtausnopeudet vastaavat Reynoldsin lukuja välillä $50 < Re < 1000$ ja lämpötilat vastasivat vedellä Prandtin lukuja $3 < Pr < 7$. Tutkimuksessa lämpökuorma Q laskettiin perinteisesti massavirtojen, ominaislämpökapasiteettien ja lämpötilaerojen

avulla. Exergian lauseke taas johdettiin käyttämällä hyväksi avoimen systeemin energia-yhtälöä. Avoimen systeemin energiyhtälön mukaan systeemin energian muutos on yhtä suuri kuin siihen tehdyn työn, tuodun lämpöenergian ja virtauksen mukana tulleen ja sen mukana lähtevän energian erotuksen summa. Tutkimuksessa saadut tulokset esitettiin Nusseltin luvun Nu , Fanningin kitkakertoimen f ja exergiahäviön avulla. Tuloksien avulla määritettiin myös empiiriset Nusseltin luvun korrelaatiot Reynoldsin luvun Re ja Prandtin luvun Pr funktiona. Saaduista tuloksista huomattiin, että suurimmat lämmönsiirron arvot saatiin käyttämällä aallotettuja lämmönsiirtolevyjä, mutta samalla painehäviö oli suurempi kuin muilla levymuodoilla. Parhaimman lämmönsiirron vuoksi myös exergiahäviöt olivat aallotetulla levymuodolla pienimmät. Tutkimuksen johtopäätöksenä Durmuş et al. esittivät, että levylämmönsiirtimen tehokkuutta voidaan parantaa kasvattamalla lämmönsiirtopinta-alaa, painehäviötä tai lämmönsiirtoaineiden massavirtoja. (Durmuş et al. 2009)

Khan et al. tutkivat kokeellisesti kaupallisen levylämmönsiirtimen konvektiivisia lämmönsiirtokertoimia erilaisilla levykonfiguraatioilla. Levyjen kuviointina tässä tutkimuksessa käytettiin kalanruotomaista levykuviota. Tutkimuksessa käytettiin kahta symmetristä levykonfiguraatiota, joiden aallotuskulmat olivat $30^\circ/30^\circ$ ja $60^\circ/60^\circ$ ja yhtä sekoitettua levykonfiguraatiota, jonka aallotuskulmat olivat $30^\circ/60^\circ$. Työssä käytetyt virtausnopeudet vastaavat Reynoldsin luvun arvoja $500 < Re < 2500$ ja käytetyt lämpötilat veden Prandtin lukuja välillä $3,5 < Pr < 6,5$. Khan et al. määrittivät tarkasti työssä käytetyn lämmönsiirtolevyn parametrit kuten aallotuskulman, aallotuksien syvyyden ja aallotuksien välimatkan, mikä on harvinaista levylämmönsiirtimien tutkimuksista tehdyissä julkaisuissa, koska tuloksilla on kaupallista käyttöä. Tutkimuksessa määritetyt konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet saatiin lämmönläpäisykertoimien avulla käyttämällä hyväksi logaritmista lämpötilaeroa, kun lämmönsiirtolevyjen lämmönjohtavuus ja paksuus tiedettiin. Tutkimuksessa saadut tulokset esitettiin Nusseltin luvun avulla. Samalla Reynoldsin luvulla tutkimuksessa saadut Nusseltin luvut kasvoivat 4–9 kertaisiksi verrattuna kirjallisuudesta löytyvään sileän levyn korrelaatioon. Khan et al. mukaan lämmönsiirron paraneminen johtuu enemmän pyörteisyyden kuin lämmönsiirtopinta-alan kasvusta. Tutkimuksessa esitettiin myös Nusseltin luvun korrelaatiot Reynoldsin luvun, Prandtin luvun ja viskositeetin funktiona kullekin levykulmalle erikseen ja yksi yhteinen Nusseltin luvun korrelaatio, joka on myös aallotuskulman funktio. (Khan et al. 2010)

Kim et al. tutkivat ilmalla jäähdytettyä ristivirtalevylämmönsiirrintä. Työssä käytetyn rakenteen tarkoituksena on yhdistää avoimen kierron jäähdytystornien ja perinteisten levylämmönsiirtimien suljetun vesikierron edut, jolloin kiertovesi pysyy puhtaana ja rakenteesta tulee kompakti. Tutkimuksessa vertailtiin yhteen suuntaan aallotettua levyä ja kahteen suuntaan aallotettua levyä keskenään. Kahteen suuntaan aallotetussa levyssä sekundääriset aallotukset asetetaan kohtisuoraan primääriaallotuksia vastaan. Levymuotona työssä käytettiin chevron-tyyppistä levyä. Levylämmönsiirtimen rakenne toteutettiin hitsaamalla joka toinen levyväli kiinni reunoistaan, jolloin vesivirtaukselle muodostuu suljettu kanava ja ilmavirtaus pääsee kulkemaan siirtimen läpi poikittaisessa suunnassa.

Työssä keskityttiin vertaamaan ilmapuolen lämmönsiirtoa ja painehäviötä, koska ilmapuoli on kyseisessä rakenteessa rajoittava tekijä, koska lämmönsiirtokertoimet ovat vesipuolta pienempiä. Ilmapuolen konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet määritettiin epäsuorasti vesipuolen lämmönsiirtokertoimien avulla. Kim et al. käyttivät tutkimuksessaan ilmapuolen virtausnopeuksia, jotka vastaavat Reynoldsin lukuja välillä $2200 < Re < 3500$ ja sisään tulevien ilma- ja vesivirtauksien lämpötiloja 40 °C ja 20 °C . Tutkimuksen tulokset esitettiin Nusseltin luvun Nu , Fanningin kitkakertoimen f ja Colburnin j -kertoimen avulla. Tuloksien mukaan kaksiaaltoisella levykuvioinnilla saavutettiin noin 50 % suurempia Nusseltin luvun arvoja samalla Reynoldsin luvulla, kuin yksiaaltoisella levykuvioinnilla. Samalla kitkakertoimen arvo nousi noin 30 %. Lämmönsiirron tehokkuutta kuvaavan Colburnin j -kertoimen arvot olivat kaksiaaltoisessa tapauksessa noin 50 % suurempia kuin yksiaaltoisessa tapauksessa. Tutkimuksen johtopäätös on, että kaksiaaltainen levykuviointi on hyvä valinta ilmapuolen lämmönsiirron tehostamiseen. (Kim et al. 2010)

Li et al. tutkivat virtausta ja lämmönsiirtoa rivotetuilla levyillä varustetussa levylämmönsiirtimessä. Työssä vertailtiin jatkuvilla rivoilla varustettujen levyjen, erillisillä rivoilla varustettujen levyjen ja sileiden levyjen ominaisuuksia toisiinsa. Sekä jatkuvat että erilliset rivat asetettiin 45° kulmaan päävirtaukseen nähden. Lisäksi joka toinen erillinen rippa käännettiin vastakkaiseen suuntaan 45° . Tutkimuksessa analysoitiin virtauksen käyttäytymistä ripojen läheisyydessä virtauksen visualisoinnin avulla. Virtauksen visualisointi toteutettiin neljälle erilaiselle erillisriivalle, joiden korkeutta ja leveyttä vaihdeltiin. Painehäviö- ja lämmönsiirtomittaukset toteutettiin käyttämällä virtausaineena ilmaa ja mittaamalla painehäviötä mittausalueen yli sekä lämpötilaa sisään- ja ulosvirtauksesta ja levyjen pinnalta. Virtauksen visualisoinnin avulla havaittiin erillisriipojen ympärille muodostuvat etu-, taka- ja pääpyörteet. Ripojen leveyden kasvattaminen lisäsi turbulenssia, kun taas korkeuden kasvattaminen pienensi turbulenssia. Kun painehäviötä verrattiin virtausnopeuksilla, jotka vastaavat Reynoldsin lukuja $500 < Re < 1500$, huomattiin, että erillisten ripojen käyttö vähentää painehäviötä 30 % verrattuna jatkuviin ripoihin. Myös lämmönsiirtoa vertailtiin erilaisten ripakonstruktioiden välillä ja tuloksista nähdään, että erillisillä rivoilla saavutetaan 5–15 % suuremmat Nusseltin luvun arvot kuin jatkuvilla rivoilla, kun $800 < Re < 1500$. Lopuksi, Li et al. vertailivat vielä erillisten ja jatkuvien ripojen lämmönsiirtoa samalla pumppausteholla. Erillisillä rivoilla saavutettiin 20–25 % suurempi lämmönsiirto samalla pumppausteholla. (Li et al. 2010)

Gherasim et al. tutkivat kokeellisesti kalanruotomaisilla levykuvioinneilla varustetun levylämmönsiirtimen hydro- ja termodynaamisia ominaisuuksia. Kalanruotokuvioinnin aallotuskulmana työssä käytettiin kulman arvoa 60° . Kokeissa käytetty levylämmönsiirrin koostui kolmesta lämmönsiirtolevystä, jolloin virtauskanavia muodostuu kaksi kappaletta. Virtausaineena tutkimuksessa oli vesi molemmilla puolilla, ja virtauskanavat asetettiin vastavirtaperiaatteen mukaisesti. Mittaukset toteutettiin mittaamalla paineroa molemmissa virtauksissa siirtimen yli ja lämpötilaa sekä sisään- ja ulosvirtauksista että 40 kohdasta uloimpien levyjen pinnalta. Työssä käytetyt virtausnopeudet vastaavat Reynoldsin lukuja välillä $0 < Re < 1500$. Tutkimuksessa saadut tulokset esitettiin Nusseltin

luvun Nu , Fanningin kitkakertoimen f ja lämmönsiirtotehokkuuden ϵ avulla. Lisäksi Gherasim et al. esittivät uloimpien levyjen lämpötilaprofiilit. Työssä saadut kitkakertoimien arvot ovat melko lähellä kirjallisuudesta löytyviä korrelaatioita, kun $Re > 400$, mutta pienemmällä Reynoldsin luvuilla saadut tulokset ovat pienempiä, kuin korrelaatioiden antamat. Saaduista Nusseltin luvun arvoista määritettiin tutkimuksessa korrelaatio, joka on Reynoldsin ja Prandltin luvun sekä viskositeetin funktio. Saatu korrelaatio vastaa hyvin kirjallisuudesta löytyvien korrelaatioiden antamia arvoja. Nusseltin luvun arvot kasvavat Reynoldsin luvun kasvaessa. Lämmönsiirtotehokkuuden ϵ arvot vastaavat hyvin vastavirtalämmönsiirtimen analyttisiä tuloksia. Saaduista uloimpien levyjen lämpötilakentistä huomataan, että lämpötilakenttä ei ole symmetrinen keskiakselin suhteen, mikä johtuu siitä, että kuuma ja kylmän virtauksen portit on sijoitettu eri puolille levyä. Mittauksista saatua tietoa käytettiin tutkimuksen toisen osan CFD-simulointien validointiin. (Gherasim et al. 2011c)

Gulenoglu et al. tutkivat kokeellisesti kalanruotomaisella levykuvioinnilla varustetun tiivisteellisen levylämmönsiirtimen termodynaamista ja hydraulista tehokkuutta kolmella erilaisella levygeometrialla. Kaikissa tutkituissa levygeometrioissa aallotuskulman β arvo oli 30° . Työssä käytetyistä levyistä kaksi ensimmäistä olivat muuten samanlaisia, mutta levyjen pituus oli erilainen. Kolmas tutkittu levy oli dimensioiltaan suurempi kuin kaksi ensimmäistä. Työssä mitattiin siirtimeen menevien vesivirtojen virtausmäärät, sisään- ja ulosvirtauksien lämpötilat ja molempien virtauksien painehäviöt lämmönsiirtimen yli. Tutkimuksessa käytetyt virtausnopeudet vastasivat Reynoldsin lukuja välillä $300 < Re < 5000$. Mittaustuloksista laskettiin lämmönsiirron yleisten yhtälöiden avulla Nusseltin luvun ja Fanningin kitkakertoimen f arvot, joista määritettiin korrelaatiot kyseisille muuttujille. Nusseltin luvun korrelaatio esitettiin Reynoldsin luvun, Prandltin luvun ja viskositeetin funktiona ja kitkakertoimen korrelaatio Reynoldsin luvun funktiona. Kun saatuja Nusseltin luvun korrelaatioita verrattiin keskenään, huomattiin, että kaikilla kolmella levyllä Reynoldsin luvun kasvattaminen lisää lämmönsiirtoa. Kuitenkin suuremmalla levyllä lämmönsiirto oli pienempää kuin kahdella muulla levyllä. Kitkakertoimien korrelaatioista huomattiin, että kitkakerroin pienenee Reynoldsin luvun kasvaessa ja suuremmilla dimensioilla varustetun levyn kitkakertoimet olivat myös pienempiä kuin kahden muun levyn kitkakertoimet. Tutkimuksen johtopäätöksenä todettiin, että levykoon pienentäminen parantaa levylämmönsiirtimen ominaisuuksia ja ettei yhden yleisen korrelaation laatiminen edes saman aallotuskulman omaaville tiivisteellisille levylämmönsiirtimille ole mahdollista. (Gulenoglu et al. 2014)

2.4.2 Virtauksen ja lämmönsiirron simulointi

Grijspeerdt et al. tutkivat virtaussimuloinnin avulla maitovirtauksen käyttäytymistä levylämmönsiirtimessä. Simulointeja toteutettiin sekä kaksi- että kolmiulotteisena, koska kaksiulotteisilla simuloinneilla voitiin tutkia levyn aallotuksen muodon vaikutusta virtaukseen, mutta aallotuksen suunnan vaikutusta voitiin tutkia ainoastaan kolmiulotteisella

simuloinnilla. Työn tarkoituksena oli löytää alueita, joissa esiintyy voimakasta takaisinvirtausta ja korkeita lämpötiloja seinien läheisyydessä, koska nämä alueet ovat herkkiä likaantumiselle. Kaksiulotteisessa simuloinnissa tarkasteltiin tilannetta, jossa aallotukset olivat kohtisuoraan virtaussuuntaa vastaan. Kolmiulotteisessa simuloinnissa tarkasteltiin 25 aallosta muodostuvaa aluetta. Tutkimuksessa käytettiin simulointiin FINE-Turbo-ohjelmaa, joka perustuu EURANUS CFD -koodiin. Laskenta-alueen verkotus tehtiin FINE-Turbo esikäsittelijällä. Kaksiulotteisessa simuloinnissa käytettiin 33000 laskentapistettä ja kolmiulotteisessa simuloinnissa 550000 laskentapistettä. Turbulenssimallina Grijnspeerdt et al. käyttivät Baldwin-Lomax turbulenssijännitysmallia. Simuloinneissa käytetyt virtausnopeudet vastaavat Reynoldsin lukua 4482 ja lämpötilat vedellä Prandtin lukua 6,62. Simulointien tuloksia verrattiin laservalolla tehtyihin virtauksen visualisointikokeisiin. 2D-simulointien tuloksista huomattiin, että aallotuksien pohjalle muodostuu irtoamiskuplat, jotka ovat havaittavissa myös 3D-simuloinneissa, mutta tällöin virtaus on kolmiulotteisesti pyörteistä. 3D-simuloinneissa havaittiin myös aallotuksia pitkin seinältä seinälle kulkeva virtaus. Virtauksen visualisoinneilla saatiin samoilla Reynoldsin luvuilla samankaltaisia virtaustyyppisiä, mikä vahvistaa CFD-simuloinnin kyvyn virtauksen esittämiseen. Lopuksi työssä tehtiin lämpötilakenttien simulointeja kahdella eri seinämän lämpötilalla. Lämpötilakenttien tuloksista huomattiin, että korkeimmat lämpötilat esiintyvät aallotuksien alaosissa ja siellä myös riski likaantumiselle on suurinta. (Grijnspeerdt et al. 2003)

Fernandes et al. tutkivat virtaussimuloinnin avulla jogurtin prosessointia levylämmönsiirtimessä. Jogurtti on epä-newtoninen neste, minkä vuoksi sille annettiin työssä Herschel-Buckley-tyyppinen konstutatiivinen yhtälö, jonka rajajännitys on 6,7 Pa. Tutkittava siirrin oli kalanruotomaisella levykuvioinnilla varustettu siirrin, josta tutkittiin ainoastaan yhtä levyväliä. Laskenta-alueen geometrian määrittämisessä oletettiin tasainen virtaus keskiakselilla, jolloin voitiin simuloida vain puolet virtauskanavasta symmetrian takia. Levyjen aallotus kuvattiin sinifunktiolla ja aallotuskulman β arvoksi asetettiin 30° . Laskenta-alueen verkotukseen käytettiin hybridiverkkoa, joka sisälsi monia erilaisia elementtityyppejä. Verkon kooksi Fernandes et al. päättivät laskentaverkkoriippumattomuustarkastelun jälkeen 173000 elementtiä. Reunaehtoina työssä käytettiin aiemmista tutkimuksista saatuja arvoja. Levyille annettiin kaksi erilaista lämpövirtareunaehto: muuttuva lämpövirta - ja vakio lämpövirtareunaehto. Numeerinen virtauslaskenta tehtiin POLYFLOW-ohjelmalla ja simulointeja tehtiin 15 eri virtausnopeudella, jotka vastasivat edeltävän kokeellisen tutkimuksen olosuhteita. Simuloinneilla saatujen sisään- ja ulostulolämpötilojen erotukset verrattuna mittauksiin olivat noin 7 % molemmilla seinämäreunaehdoilla. Lämmönsiirron huomattiin olevan tehokkainta kontaktipisteiden läheisyydessä. Työssä määritettiin myös korrelaatio Fanningin kitkakertoimen f ja Reynoldsin luvun välille. Leikkausjännityksen arvoilla on suuri merkitys haettaessa jogurtin tasaista laatua ja siksi tutkimuksessa tarkasteltiin myös leikkausjännityksen paikallisia ja keskimäärisiä arvoja siirtimessä ja verrattiin niitä kirjallisuudesta löytyviin korrelaatioihin. Kaiken kaikkiaan työssä saadut simulointitulokset vastasivat hyvin mittauksista saatuja tuloksia. (Fernandes et al. 2005)

Galeazzo et al. tutkivat nelikanavaisen sileillä levyillä varustetun levylämmönsiirtimen virtaus- ja lämmönsiirto-ominaisuuksia kolmiulotteisen CFD-simuloinnin avulla ja vertaisivat näin saatuja tuloksia mittauksiin ja 1D-tulppavirtauksen teorian antamiin tuloksiin. Simulointeja tehtiin sekä sarja- että rinnankytkennällä. Työssä tehdyt mittaukset tehtiin levypastörintikoneella, jonka päätylevyt valmistettiin muovista. Lämmönsiirtoaineena mittauksissa käytettiin vettä molemmilla puolilla ja virtauksista mitattiin sisäänmeno- ja ulostulolämpötilat termoelementtien avulla ja massavirrat virtausmittareiden avulla. Sarjaan kytketylle siirtimelle tehtiin 37 ja rinnankytketylle 32 erilaista koetta, joissa virtausnopeudet ja lämpötilat vaihtelivat. Simulointimallin verkottamiseen käytettiin GAMBIT-verkottajaa ja verkon kooksi päätettiin laskentaverkkoriippumattomuustarkastelun jälkeen noin miljoona heksaedrielementtiä. Reunaehtona Galeazzo et al. antoivat virtauksien sisäänmenonopeus- ja lämpötilareunaehdot ja ulostuloille painereunaehdot. Tutkimuksessa vertailtiin keskenään laminaaria mallia ja $k-\epsilon$ turbulenssimallia sekä perinteisellä että parannellulla seinämäkäsittelyllä. Parhaimmat tulokset saatiin käyttämällä $k-\epsilon$ turbulenssimallia parannellulla seinämäkäsittelyllä (Enhanced Wall Treatment). Itse CFD-simulointi tehtiin Fluent 6.1.22 -ohjelmalla. Simulointien tuloksista huomattiin, että sarjaan kytketyssä tapauksessa ero 3D-simulointien ja 1D-tulppavirtauksen teorian lämpökuormien tuloksissa oli 8 % verrattuna mitattuihin arvoihin. Rinnankytketyssä tapauksessa 3D-simulointien tuloksien ero oli 12 % ja 1D-tulppavirtauksen teorian tuloksien 25 % verrattuna mittauksiin. Kolmiulotteisen CFD-mallin antamat lämpökuorman arvot olivat suurempia kuin mittauksista saadut, koska malli ei ota huomioon lämpöhäviöitä. Työssä esitelty myös simuloidut nopeus- ja lämpötilakentät levyjen välissä. (Galeazzo et al. 2006)

Kanaris et al. tutkivat CFD-simuloinnin kykyä levylämmönsiirtimen virtauskanavien virtauskentän ja lämmönsiirron määrittämiseen. Simuloitu levylämmönsiirrin oli rakenteeltaan yksivetoinen ja siinä käytettiin kalanruotomaista levykuviointia. Simuloituja tuloksia verrattiin mittauksilla saatuihin tuloksiin. Mittaukset toteutettiin kolmelevyisellä levylämmönsiirtimellä, jossa kaksi levyä olivat normaaleja teräslevyjä ja yksi levy valmistettiin muovista virtauksen visualisointia varten. Lisäksi levyjen lämpötilakenttää mitattiin siirtimen vastakkaiselta puolelta infrapunakameran avulla. Levylämmönsiirtimen aallotuksien muoto mallinnettiin geometrian yksinkertaistamiseksi puolisuunnikkaina. Laskentaverkkoriippumattomuuden toteutuksen jälkeen laskentaverkon kooksi valittiin 2,6 miljoonaa elementtiä. Turbulenssimalliksi valittiin $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) malli, joka yhdistää $k-\epsilon$ mallin ja $k-\omega$ mallin parhaat puolet. Reunaehdoiksi työssä asetettiin massavirta- ja lämpötilareunaehdot virtauksen sisäänmeno- ja painereunaehdot virtauksen ulostuloissa. Reunimmaisista levyistä käsiteltiin simuloinneissa lämpöeristettyinä. Simuloinnit toteutettiin CFX 10.0 -ohjelmalla. Saaduista tuloksista huomattiin, että lämpötilakenttä virtausvälin syvyys suunnassa on lähes vakio. CFD-simuloinneista ja infrapunakameran mittauksista saadut lämpötilakentät vastasivat melko hyvin toisiaan. Simuloinnin tuloksena virtauskentästä nähdään, että aallotuksissa esiintyy pyörteilyä, kun vastakkaisiin suuntiin kulkevat virtaukset kohtaavat toisensa. Tutkimuksessa verrattiin simuloinneilla ja mittauksilla saatuja Nusseltin luvun arvoja kirjallisuudesta

löytyvään korrelaatioon ja erot olivat alle 10 %. Nusseltin luvun arvoista nähtiin myös, että lämmönsiirto kasvaa Reynoldsin luvun kasvaessa. Aiempien tutkimuksien mukaan painehäviö riippuu paljon aallotuksen muodosta ja sen vuoksi tutkimuksessa simuloitiin kitkakertoimen arvoja myös sinimuotoisilla aallotuksilla. Mittauksilla saadut kitkakertoimen arvot olivat kuitenkin lähempänä puolisuunnikkaan muotoisten aallotusten simulointien arvoja. Tutkimuksen johtopäätöksenä Kanaris et al. pitivät sitä, että CFD-simulointi on tehokas ja luotettava työkalu levylämmönsiirtimen virtauksen ja lämmönsiirron tutkimiseen. (Kanaris et al. 2006)

Zhang et al. tutkivat numeerisesti kahden aallotetun levyn välisen virtauskanavan virtauskenttää erilaisilla aallotuskulman β arvoilla. Vaikka aallotusten välimatkalla ja syvyydellä on suuri vaikutus painehäviöön ja lämmönsiirtoon, pidettiin ne tutkimuksessa vakioina ja vain aallotuskulman arvoa vaihdeltiin välillä $20^\circ < \beta < 80^\circ$. Tutkimuksessa simuloitiin virtausta $0,05 \text{ m} \times 0,05 \text{ m}$ kokoisella alueella ja alue verkotettiin käyttämällä rakenteetonta tetrahedroniverkkoa. Reunaehtoina sisääntuloreunalle asetettiin nopeusreunaehto nopeudella $0,7 \text{ m/s}$, ulostuloreunalle painereunaehto ja seinille no-slip-reunaehto. Turbulenssimallina työssä käytettiin $k-\varepsilon$ RNG mallia (Re-Normalisation Group), joka tarjoaa tehokkaan seinämäkäsittelyn ja tarkan turbulenssin pyörteisyyden käsittelyn. Tutkimuksessa esitetyt tulokset vastaavat hyvin aikaisemmin kirjallisuudessa esitettyjä mittausten saatuja tuloksia samanlaisesta virtaustilanteesta. Tulosten mukaan aallotuskulman arvoilla $\beta < 45^\circ$ virtaus kulkee toisen levyn aallotuksien suuntaisesti, kunnes se saapuu levyn reunaan, jossa se kääntyy toisen levyn aallotusten suuntaiseksi. Aallotuskulmalla $\beta = 60^\circ$ tuloksista nähdään, että virtaus kääntyy levyn reunan sijasta levyjen yhtymäkohdissa, jolloin muodostuu niin sanottu zig-zag-virtaus. Zhang et al. mukaan virtaus kahden aaltoilevan levyn välissä aiheuttaa pyörteilyä, joka lisää lämmönsiirtoa jo pienillä Reynoldsin luvun arvoilla. Myös Zhang et al. pitivät simulointia halpana ja tehokkaana tapana tutkia levylämmönsiirtimen virtaus- ja lämmönsiirto-ominaisuuksia. (ZHANG et al. 2006)

Fernandes et al. tutkivat simulointien avulla täysin kehittynyttä laminaaria virtausta kalanruotomaisilla levyillä varustetun levylämmönsiirtimen levyvälissä. Simuloinnit toteutettiin Newtonisella nesteellä aineominaisuuksien ollessa vakioita. Laskentageometria määrittäminen ja laskentaverkon generointi toteutettiin GAMBIT-ohjelmalla. Aallotuksen muoto määriteltiin virtaussuunnassa sinifunktion avulla. Työssä tutkittiin aallotuskulman β arvoja 29° , $39,8^\circ$, 48° , 59° , $74,5^\circ$ ja $84,9^\circ$. Tutkimuksessa simuloitiin sekä virtausta puolikkaassa kanavassa että jaksollisessa solussa, joista kanava muodostuu. Laskentaverkkoriippumattomuus todettiin laskemalla Fanningin kitkakertoimen f erilaisilla laskentaverkon koilla ja vertaamalla tuloksia myös kirjallisuudesta löytyviin arvoihin. Työssä käytetty laskentaverkon koko vaihteli tarkasteltavan geometrian mukaan. Reunaehtoina työssä annettiin seinille no-slip-reunaehdot ja jaksollisen solun reunoille symmetriareunaehdot. Työssä käytetty malli validoitiin tarkastelemalla tilannetta, jossa aallotuskulma $\beta = 90^\circ$, jolloin muodostuu kaksoissinirako, jonka tuloksia löytyy kirjallisuudesta. Virtaussimuloinnit toteutettiin elementtimenetelmää käyttävällä POLYFLOW-ohjelmalla. Tutkimuksessa saatujen tuloksien mukaan virtauskanavan muotokerroin kasvaa

aallotuskulman β pienentyessä ja kanavan sivusuhteen vaikutus muotokertoimeen on pieni. Muotokerroin määritellään virtauksen keskimäärin kulkeman matkan ja lämmönsiirtimen pituuden suhteena. Myös Reynoldsin luvun Re ja Fanningin kitkakertoimen toisiinsa kytkevä Kozenyn kerroin K kasvaa aallotuskulman β pienentyessä ja kanavan sivusuhteen kasvaessa. Tutkimuksessa saadut Kozenyn kertoimen K arvot vastaavat hyvin kirjallisuudesta löytyviä arvoja yleisillä geometrysten parametrien arvoilla. (Fernandes et al. 2007)

Jeong et al. tutkivat kokeellisesti ja numeerisilla simuloinneilla hitsatun levylämmönsiirtimen lämmönsiirtoa ja painehäviötä. Kyseinen levylämmönsiirrin on käytössä absorptioprosessissa. Lämmönsiirtoaineena tutkimuksessa käytettiin veden ja litiumbromidin seosta, jonka litiumbromidikonsentraatio oli 54–62 massa-%. Työssä verrailtiin kolmen erilaisen levykuvioinnin ominaisuuksia. Verraittavat levykuvioinnit olivat chevron-tyyppinen kuvio, ellipseistä muodostuva kuvio ja ympyröistä muodostuva kuvio. Työssä tutkittujen levyjen pituus ja leveys olivat 1839 mm ja 294 mm. Tutkimuksen kokeellinen osuus koostui mitattavan levylämmönsiirtimen sisään- ja ulostulojen lämpötilamittauksista ja paine-eron mittauksesta siirtimen yli. Simuloinnit toteutettiin FLUENT-ohjelmalla, joka käyttää hallitsevien yhtälöiden ratkaisemiseen kontrollitilavuusmenetelmää. Simuloinnit tehtiin lämmönsiirtimen kylmälle puolelle. Simulointien osalta tutkimuksessa tehtiin seuraavat yksinkertaistukset: aineominaisuudet oletetaan vakioiksi, lämmönsiirto tapahtuu ainoastaan kanavien välillä, lämpöhäviötä ympäristöön ei tapahdu ja virtaus jakautuu tasaisesti kanavien välillä. Paineen ja nopeuden kytkentään työssä käytettiin SIMPLE-menetelmää ja konvektion ja diffuusion käsittelyyn ensimmäisen kertaluvun ylävirtakaavaa. Turbulenssimallina Jeong et al. käyttivät $k-\epsilon$ turbulenssimallia. Reunaehtoina sisäänvirtausreunalle annettiin massavirta- ja lämpötilareunaehto arvoilla 2 kg/s ja 362 K ja seinille no-slip- ja vakiolämpövirtareunaehto. Tutkimuksessa saatujen tuloksien mukaan lämmönsiirto ja painehäviö kasvavat chevron-tyyppisellä siirtimellä massavirran kasvaessa. Simuloinneilla saadut lämmönsiirron ja painehäviön arvot eroavat hieman mitatuista tuloksista ja erot kasvavat massavirran kasvaessa. Kun erilaisilla levykuvioilla varustettujen siirtimien lämmönsiirron ja painehäviön arvoja verrattiin keskenään, huomattiin, että elliptisillä levykuvioilla varustettu siirrin tarjoaa parhaimman lämmönsiirtotehokkuuden ilman, että painehäviö kasvaa muilla levykuvioilla varustettuja siirtimiä korkeammaksi. (Jeong et al. 2009)

Tsai et al. tutkivat kalanruotomaisella levykuvioinnilla varustetun levylämmönsiirtimen painehäviötä ja virtauksen jakautumista virtaussimulointien avulla. Työssä tutkittu levylämmönsiirrin oli kaupallinen siirrin, jonka levykoko oli 190 mm * 76 mm. Levykuvioinnin aallotuskulma β oli 65° ja lämmönsiirtolevyjen keskimääräinen etäisyys 2 mm. Virtausaineena työssä käytettiin vettä. Simuloinneilla saatuja tuloksia verrattiin kokeellisiin mittauksiin, joissa mitattiin painehäviötä lämmönsiirtimen yli erilaisilla Reynoldsin luvuilla. Mittauksien perusteella huomattiin, että virtaus lämmönsiirtolevyjen välissä muuttuu turbulentiksi Reynoldsin luvun ollessa noin 430. Tämän vuoksi simuloinnit tehtiin Reynoldsin luvuilla $600 < Re < 1700$, jolloin virtaus voitiin olettaa turbulentiksi. Las-

kenta-alueen verkotus tehtiin GAMBIT-ohjelmalla ja laskentaverkoksi valittiin rakenteen tetrahedronielementeistä koostuva verkko, jonka kooksi valittiin noin miljoona elementtiä. Turbulenssimallina työssä käytettiin realisoituvaa $k-\varepsilon$ mallia, joka antaa perinteistä $k-\varepsilon$ mallia parempia tuloksia rajakerroksissa, joissa tapahtuu virtauksen irtoamista. Seinämäkäsittelynä Tsai et al. käyttivät NEWF-seinämäkäsittelyä (Non-Equilibrium Wall Functions), jolla saadaan parempia tuloksia kuin perinteisellä seinämäkäsittelyllä. Reunaehtoina sisäänvirtausreunalle annettiin nopeusreunaehto ja ulostuloreunalle painereunaehto. Virtaussimuloinnit toteutettiin FLUENT 6.3 -ohjelmalla. Simuloiduista painehäviön tuloksista huomattiin, että ne ovat noin 20 % pienempiä kuin mittauksilla saadut. Simulointeja toteutettiin myös muilla turbulenssimalleilla ja reunaehdoilla, mutta tarkkuutta ei saatu paremmaksi. Työssä tarkasteltiin myös virtauksen jakautumista kahden kanavan kesken ja tuloksena saatiin, että ensimmäisen kanavan virtausnopeus oli noin 1 % suurempi kuin toisen kanavan. (Tsai et al. 2009)

Freud ja Kabelec tutkivat paikallisia lämmönsiirtokertoimia levylämmönsiirtimessä mittauksien ja CFD-simulointien avulla. Mittaukset toteutettiin mittaamalla infrapunakameralla levyn ulkopinnan lämpötilaa, mikä ei vaadi kosketusta itse kohteeseen eikä näin vaikuta siirtimen toimintaan. CFD-simuloinneissa käytetty laskentageometria tehtiin käyttämällä periodillisesti toistuvia soluja ja laskenta-alueen verkotukseen käytettiin heksaedriverkkoa. Periodillisesta laskentatavasta johtuen myös reunaehdot annettiin soluille periodillisina. Virtausnopeutena työssä käytettiin Reynoldsin lukua 2120 vastaavaa nopeutta. Turbulenssimalleina työssä vertailtiin $k-\omega$ SST mallia ja RMS-EASM mallia (Reynolds Stress Model - Explicit Algebraic Stress Model). Simuloinnit toteutettiin niin, että SST mallin tuloksia käytettiin RMS-EASM mallin alkuarvoina, jolloin nopeutettiin laskennan konvergoitumista. Saaduista simulointituloksista huomataan, että virtauksessa on havaittavissa monimutkaista pyörteilyä ja sekoittumista. Pyörteet ovat näkyvissä myös turbulenssin kineettisen energian kuvaajissa. Tutkimuksessa vertailut turbulenssimallit antoivat paikallisille lämmönsiirtokertoimille pienempiä arvoja kuin mittaukset, minkä Freud ja Kabelec katsoivat johtuvan siitä, ettei CFD-simulointi pysty ennustamaan lämmönsiirtokertoimien maksimeita kontaktipisteiden etupuoletta eikä aallotuksien harjoilla. Keskimääräisten lämmönsiirtokertoimien arvot olivat SST mallilla 33 % ja RMS-EASM-mallilla 25 % mittaustuloksia pienempiä. CFD-simulointien perusteella suunnitellut siirtimet toimivat siis paremmin todellisuudessa kuin laskentatilanteessa. (Freund & Kabelac 2010)

Han et al. määrittivät virtaussimuloinnilla kalanruotomaisella levykuvioinnilla varustetun viisilevyisen levylämmönsiirtimen virtauskanavan kolmiulotteiset lämpötila-, paine- ja nopeuskentät. Simuloidujen arvojen vertaamiseksi levylämmönsiirtimellä tehtiin myös mittauksia, joissa määritettiin vesivirtauksien lämpötilat ja massavirrat sisään- ja ulosvirtauksissa ja paine-erot siirtimen yli. Tutkittava levylämmönsiirrin oli kaupallinen siirrin, jonka suunnittelupaine oli 3.0 Mpa ja käyttölämpötila $-194^{\circ}\text{C} < T < 200^{\circ}\text{C}$. Siirtimen lämmönsiirtolevyt on valmistettu ruostumattomasta teräksestä ja levyn paksuus oli 0,3 mm. Simulointeja varten todellisesta lämmönsiirtimestä tehtiin malli suhteessa 1:3, joka verkotettiin GAMBIT-ohjelmalla rakenteettomalla tetrahedroniverkolla, jonka koko

oli noin 2,6 miljoonaa elementtiä. Reunaehtoina sisäänvirtaukselle annettiin nopeus- ja lämpötilareunaehdot, ulostulolle painereunaehto ja seinille materiaalin paksuus, tiheys, ominaislämpökapasiteetti ja lämmönjohtavuus. Turbulenssimallina työssä käytettiin $k-\epsilon$ RNG mallia (Re-Normalisation Group). Simuloinneissa tehtiin seuraavia oletuksia: virtaus on kokoonpuristumatonta, tilavuusvoimat jätetään pois liikeyhtälöistä ja viskoosi dissipaatio jätetään pois energiayhtälöstä. Saaduista simulointituloksista huomattiin, että lämpötilakenttä muuttuu nopeimmin aallotetulla alueella, koska turbulenssi kasvaa monimutkaisen geometrian ansiosta. Saatu painekenttä ei ollut tasainen virtaussuuntaa kohtisuorassa suunnassa, vaan muuttui nopeammin reunoilla kuin levyn keskellä. Simuloidusta virtauskentästä huomattiin sisään- ja ulostuloporttien läheisyyteen muodostuvat niin sanotut kuolleet alueet, joissa virtausnopeus on hyvin pieni. Lisäksi virtauskentästä havaittiin, että levyjen kontaktipisteet lisäävät virtauksen suunnan muutoksia, jolloin lämmönsiirto tehostuu. Kun mitattuja ulostulolämpötilan arvoja ja siirtimen painehäviöitä verrattiin simuloituihin tuloksiin, erot lämpötiloissa olivat korkeintaan 2°C ja painehäviöissä 35 %. Tutkimuksen johtopäätöksenä Han et al. pitivät sitä, että CFD-simulointi on tehokas tapa levylämmönsiirtimen optimointiin. (Han et al. 2010)

Gherasim et al. tutkivat kaksikanavaisen levylämmönsiirtimen virtaus- ja lämpötilakenttiä numeerisella simuloinnilla. Tutkimus oli jatkoa kappaleessa 2.4.1 esitellylle tutkimuksen ensimmäiselle osalle, jossa tutkittiin kyseisen siirtimen ominaisuuksia mittauksien avulla. Numeerisella simuloinnilla saadut tulokset validoitiin vertaamalla niitä ensimmäisen osan mittaustuloksiin. Aiempien tutkimuksien mukaan virtaus muuttuu turbulentiksi noin Reynoldsin luvulla 400, kun aallotuskulma on 60° . Tutkimuksen simuloinnit tehtiin sekä laminaarilla että turbulentilla alueella. Turbulenssimalleina käytettiin $k-\epsilon$ RNG mallia, realisoituvaa $k-\epsilon$ mallia ja $k-\omega$ SST mallia. Kahdelle ensimmäiselle turbulenssimallille käytettiin lisäksi SWF- (Standard Wall Fuction), NEWF- ja EWT-seinämkäsittelyä (Enhanced Wall Treatment). Kun saatuja simulointituloksia verrattiin mittauksista saatuihin tuloksiin, antoi realisoituva $k-\epsilon$ malli NEWF-seinämkäsittelyllä parhaimpia tuloksia ja siksi se valittiin käytettäväksi turbulenssimalliksi. Laskenta-alueen verkotukseen käytettiin tetraedriverkkoa, minkä vuoksia laskennassa käytettiin ensimmäisten muutaman sadan iteraatiokierröksen ajan ensimmäisen kertaluvun ylävirtakaavaa liikemäärä- ja energiayhtälöiden diskretointiin, jonka jälkeen se vaihdettiin toisen kertaluvun ylävirtakaavaan. Painediskretointiin työssä käytettiin PRESTO!-menetelmää ja nopeuspainekytkentään SIMPLE-algoritmia. Reunaehtoina työssä annettiin nopeus- ja lämpötilareunaehdot sisääntuloreunoille ja painereunaehdot ulostuloille. Sisään- ja ulostulojen turbulenssisuureet määriteltiin turbulenssin intensiteetin ja hydraulisen halkaisijan avulla. Gherasim et al. ilmoittivat tulokset kitkakertoimen, Nusseltin luvun, ulostulolämpötilan ja uloimpien levyjen lämpötilaprofiilien avulla. Kitkakertoimen arvoissa erot simulointien ja mittausten välillä olivat laminaarilla alueella 15 % ja turbulenttisella alueella 1,7 %. Nusseltin luvun tuloksissa kyseiset virheet olivat 5,7 % ja 8,6 %. Ulostulolämpötilan simuloimalla saadut arvot olivat hyvin lähellä mittauksista saatuja arvoja koko nopeusalueella. Lämpötilaprofiilien muodot ja arvot olivat melko samankaltaisia mittausten kanssa. Tutkimuksessa havaittiin myös keskiarvoa suurempia nopeuksia levyjen reunoilla

sijaitsevista sileistä kanavissa. Tähän havaintoon palataan seuraavaksi. (Gherasim et al. 2011a)

Gherasim et al. jatkoivat edellä esitettyä tutkimusta vertailemalla vesi/vesi- ja vesi/moottoriöljy-tapauksia keskenään ja tutkimalla levyn reunalle lisätyn sileän kanavan vaikutusta painehäviöön ja lämmönsiirtoon. Tutkimuksessa mallinnettu siirrin on sama kuin aiemmassakin tutkimuksessa eli kaksikanavainen kalanruotomaisilla levykuvioinneilla varustettu vastavirtalevylämmönsiirrin, mutta levyjen reunoihin on lisätty kapea sileä alue, jossa ei ole aallotusta. Laskentaverkkona työssä käytettiin tetraedriverkkoja, joka sisälsi noin 9,6 miljoonaa laskentaelementtiä. Sekä veden että moottoriöljyn aineominaisuudet lämpötilariippuviksi määritettiin paloittain määritellyn lineaarisen funktion avulla. Turbulenssimallina työssä käytettiin Gherasim et al. aiemmassa työssä parhaimmaksi osoittautunutta realisoituvaa $k-\varepsilon$ mallia NEWF-seinämäkäsitteilyllä. Myös diskreetointimetodit ja reunaehdot määriteltiin samalla tavalla kuin edeltävässä tutkimuksessa. Laskenta toteutettiin Fluent 6.3 -ohjelmistolla. Gherasim et al. saamista tuloksista nähdään, että levyjen keskiosassa on havaittavissa zig-zag-virtausta ja pääosa virtauksesta kulkee levyjen pituuden suuntaisesti. Kun verrataan vesi/vesi-tapauksen ja vesi/moottoriöljy-tapauksen lämpötilakenttiä, huomataan, että vesi/moottoriöljy-tapauksessa lämpötilakentät ovat tasaisempia eikä porttien sijoittelu vaikuta yhtä paljon lämpötilakenttään kuin vesi/vesi-tapauksessa. Simulointituloksien mukaan levyjen reunoilla sijaitsevien sileiden kanavien massavirrat ovat suurempia kuin muiden kanavien. Siirtyvän lämpövirran kuvaaja on lähes tasainen koko levyn yli lukuun ottamatta reunojen sileitä alueita, joissa nopeuden kasvu lisää lämmönsiirtoa. Suurinta lämmönsiirto oli molemmissa tapauksissa kontaktipisteiden läheisyydessä. Verrattaessa tuloksia levyyn, jossa ei ole sileitä kanavia reunoilla, huomataan että kitkakerroin kasvaa noin 12 % ja Nusseltin luku noin 19 %, kun kanavat poistetaan. Gherasim et al. esittivät myös, että porttien diagonaalisella sijoittelulla saadaan tasaisempi massavirran jakautuminen ja symmetrisempi lämpötilakenttä. (Gherasim et al. 2011b)

Sammela et al. määrittivät tehokkuuskuvaajia aallotetuilla levyillä varustetulle levylämmönsiirtimelle käyttämällä hyväksi virtaussimulointia. Työssä mallinnettiin ja simuloitiin virtausta ja lämmönsiirtoa 9 levyisessä vastavirtalevylämmönsiirtimessä. Mallin esikäsittely, johon kuuluivat geometrian määrittäminen ja laskentaverkon generointi, tehtiin GAMBIT 2.2.30 -ohjelmistolla. Lämmönsiirtilevyn mitoksi työssä määritettiin 96 mm * 73 mm * 0,6 mm ja levyjen väliseksi etäisyydeksi 3,96 mm. Laskenta-alue verkotettiin tetraedriverkolla, jonka koko oli noin 293 000 elementtiä. Ennen varsinaisia simulointeja verrattiin laminaarisen mallin, $k-\varepsilon$ mallin SWF-seinämäkäsitteilyllä ja $k-\varepsilon$ mallin EWT-seinämäkäsitteilyllä antamia tuloksia keskenään ja todettiin $k-\varepsilon$ mallin EWT-seinämäkäsitteilyllä kuvaavan parhaiten virtausta. Reunaehtoina sisääntulolle annettiin nopeusreunaehto ja ulostulolle painereunaehto. Kanavien väliset seinät olivat ohuita levyjä, joilla on sama lämpövastus kuin 1 mm:n teräslevyllä. Ulkoseinämät olivat eristettyjä. Itse virtaussimulointi toteutettiin FLUENT 6.3.26 -ohjelmistolla. Työn tulokset on esitetty erillisinä tehokkuuskuvaajina, joita olivat termodynaaminen tehokkuus ε siirrettyjen läm-

pöyksiköiden NTU funktiona erilaisilla kapasiteettisuhteen R arvoilla, lämpötilatehokkuus P siirrettyjen lämpöyksiköiden NTU funktiona erilaisilla kapasiteettisuhteen R arvoilla ja dimensioton lämpötilaero θ lämpötilatehokkuuden P funktiona erilaisilla massavirran arvoilla. ε -NTU-kuvaajasta huomataan, että termodynaaminen tehokkuus ε lähestyy ykköstä, kun NTU lähestyy ääretöntä ja tehokkuus kasvaa, kun kapasiteettisuhde R laskee. Saatu P -NTU-kuvaaja on lähes samanlainen kuin ε -NTU-kuvaaja. θ - P -kuvaajasta nähdään, että pienemmällä virtausmäärillä lämpötilaero kasvaa tehokkuuden P kasvaessa, mutta suuremmilla virtausmäärillä lämpötilaero pienenee tehokkuuden P kasvaessa. Sammetan mukaan CFD-simuloinnilla saadaan mallien kehittämiseen paljon datapisteitä, joiden määrittäminen olisi kokeellisesti työlästä. (Sammata et al. 2011)

Doo et al. tutkivat levylämmönsiirtimen termodynaamista tehokkuutta ottamalla huomioon pitkittäisen lämmönjohtumisen levyssä. Tutkimusmenetelmänä työssä käytettiin numeerista virtaussimulointia. Tutkittava siirrin oli kaasukaasu-siirrin, jossa levykuviointi oli ristiin aallotettua tyyppiä ja aallotuskulma $\beta = 45^\circ$. Työssä aallotus mallinnettiin sinimuotoisina jaksollisesti toistuvina soluina. Työssä käytetty virtausnopeus vastasi Reynoldsin lukua 7200 molemmilla puolilla. Levymateriaalina tutkimuksessa käytettiin puhdasta nikkeliä. Laskenta-alue verkotettiin heksaedriverkolla, jonka koko oli noin miljoona elementtiä. Turbulenssimallina Doo et al. käyttivät pienen Reynoldsin luvun k - ε mallia. Liike- ja energiyhtälöiden diskretointiin käytettiin toisen kertaluvun ylävirta-kaavaa ja nopeus-painekykentään SIMPLEC-algoritmia. Numeerinen virtauslaskenta toteutettiin FLUENT 6.3.26 -ohjelmistolla, joka perustuu kontrollitilavuusmenetelmään. Simulointituloksia verrattiin Fanningin kitkakertoimen f ja Colburnin j -kertoimen kirjallisuudesta löytyviin arvoihin. Saatujen tuloksien mukaan levyn pituuden suuntainen johtuminen pieneni levyn pintalämpötilan kasvaessa, koska nikkelin lämmönjohtavuus pienenee lämpötilan kasvaessa. Levyn paksuuden kasvattaminen lisäsi johtumisesta aiheutuvaa lämmönsiirtoa hyvien ja huonojen konvektiivisten lämmönsiirtokertoimien alueiden välillä ja paransi näin lämmönsiirtotehokkuutta. Levyn aallotuksen välimatkan kasvattaminen huononsi pitkittäistä johtumista levyssä, mutta toisaalta tasasi paikallisten lämmönsiirtokertoimien eroja. (Doo et al. 2012)

Li et al. analysoivat simulointien ja mittausten avulla saostumisen ja hiukkasten aiheuttamaa likaantumista levylämmönsiirtimessä erilaisilla levyjen geometrisilla parametreilla. Levyjen tarkasteltavina geometrisina parametreina työssä käytettiin levyn aallotuksen korkeutta, aallotusten välimatkaa ja aallotuskulmaa β . Työssä tutkittu likaantuminen on massansiirtokertoimien rajoittaman sakkautumisen ja leikkausjännitysten rajoittaman lian poistumisen reaktioiden summa. Simulointimallin geometriaksi valittiin yhteen levyväliin muodostuva virtauskanava. Turbulenssimallina työssä käytettiin k - ε mallia NEWF-seinämäkäsittelyllä. Reunaehtoina määriteltiin virtauksen nopeus ja lämpötila sisäänvirtausaukossa ja painereunaehto ulosvirtausaukossa. Turbulenssisuureet sisäänvirtauksessa määriteltiin hydraulisen halkaisijan ja turbulenssin intensiteetin avulla. Laskentaverkkoriippumattomuus todennettiin vertaamalla simuloituja virtauksen keskilämpötilan arvoja levyn keskikohdassa toisiinsa erilaisilla laskentaverkon parametreilla. Lopullisiin verkkoihin tuli 1,1–2,3 miljoonaa laskentaelementtiä. Simuloinneilla saatujen

tuloksien verifiointia varten rakennettiin testilaitteisto, josta mitattiin sisään- ja ulostulo-lämpötiloja ja painehäviötä siirtimen yli tilanteessa, jossa siirtimeen on kertynyt likaa vähintään 30 tunnin ajan. Saaduista tuloksista huomataan, että paras lämmönsiirtotehokkuus saavutettiin siirtimellä, jossa aallotuksen korkeus oli pieni ja aallotusten välimatka lyhyt. Samoilla levyparametrien arvoilla saatiin myös suurimmat leikkausjännityksen arvot seinillä, jolloin likaantuminen oli vähäisintä. Sekä simulointituloksista että mittauksista nähdään myös, että likaantumisvastus on kääntäen verrannollinen virtausnopeuteen. (Li et al. 2013)

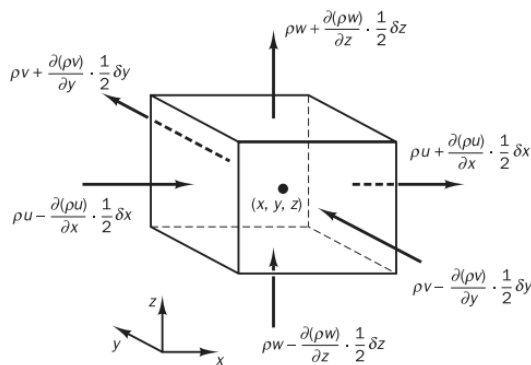
Bouvier et al. tutkivat paikallisten kuumien alueiden aiheuttamaa proteiinien denaturoitumisen mallintamista levylämmönsiirtimessä käyttämällä hyväksi kaksiulotteista CFD-simulointia. Tutkitussa levylämmönsiirtimessä aallotukset ovat kohtisuorassa päävirtauksen nähden. Siirtimessä 10 kanavaa tuotteelle A ja 8 kanavaa tuotteelle B. Kanavassa A käytettiin tuotteena proteiini isolaattijauhetta 6 %:n seoksena ja kanavassa B maidotproteiinikonsentraattia. Kokeellisessa tutkimuksen osassa määritetty denaturoitumisaste saatiin sisään- ja ulostulon näytteiden suhteena. Simulointimallin geometria luotiin ANSYS DesignModeler -ohjelmalla ja laskenta-alueen verkotus hoidettiin ANSYS Meshing -ohjelmistolla. Laskentaverkkoriippumattomuus todettiin laskemalla siirtimen painehäviötä erilaisilla verkoilla ja lopulliseksi verkoksi valikoitui lähinnä nelikulmioista koostuva 1,14 miljoonan elementin laskentaverkko. Turbulenssimalleina työssä vertailtiin $k-\varepsilon$ ja $k-\omega$ SST malleja, joista $k-\varepsilon$ malli osoittautui paremmin kyseiseen laskentaan soveltuvaksi. Yhtälöiden diskretointi hoidettiin toisen kertaluvun ylävirtakaavalla ja nopeus-paineekytkentään käytettiin SIMPLE-algoritmia. Proteiinien denaturoitumisprosessia kuvattiin laminaarilla äärellisen reaktioajan mallilla. Virtaussimulointi tehtiin ANSYS Fluent 14 -ohjelmistolla, joka perustuu kontrollitilavuusmenetelmään. Bouvier et al. esittivät tuloksissaan virtauskentän kuvaajat ensimmäisen ja neljännen kanavan lopusta. Kuvaajista on selvästi havaittavissa aallotuksen harjan jälkeisiä alueita, joissa esiintyy sekundäärivirtauksia ja pieniä leikkausjännityksen arvoja, jolloin likaantuminen on mahdollista. Lämpötilakentän kuvaajista huomataan, että lämpötilarajakerros on sidoksissa nopeusrajakerrokseen, jolloin lämpötilarajakerros suurenee aallotuksen harjan takana, kun nopeus laskee. Proteiinien denaturoitumismallilla saatiin hyviä tuloksia ja erot mittauksiin olivat noin 5 %. (Bouvier et al. 2014)

3 HALLITSEVAT YHTÄLÖT

Virtausta ja lämmönsiirtoa hallitsevat taseyhtälöt, jotka perustuvat massan häviämättömyyteen, Newtonin toiseen lakiin ja termodynamiikan ensimmäiseen pääsääntöön. Seuraavaksi esitellään näistä periaatteista johdetut jatkuvuus-, liikemäärä- ja energiayhtälöt. Yhtälöiden johtoon on käytetty hyväksi Versteegin ja Malalasekeran kirjan, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, johtoa kolmiulotteiselle tapaukselle (Versteeg & Malalasekera 2007). Viimeisenä tässä kappaleessa esitellään turbulenttia virtausta tutkittaessa tarvittavia turbulenssimalleja ja menetelmiä ilmiöiden käsittelyyn kiinteän pinnan lähellä.

3.1 Jatkuvuusyhtälö

Massan häviämättömyyden periaatteen mukaan tarkasteltavan elementin massan lisäys on yhtä suuri kuin elementin sisään tulevien massavirtojen ja ulos lähtevien massavirtojen erotus. Tarkastellaan kuution muotoista differentiaalista neste- tai kaasuelementtiä, jonka sivunpituudet ovat δx , δy ja δz . Kuvassa 3.1 on esitetty edellä kuvattuun neste- tai kaasuelementtiin tulevat ja siitä poistuvat massavirrat.



Kuva 3.1: Massavirrat tarkasteltavan elementin sisään ja siitä ulos. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Kun elementistä poistuvat massavirrat merkitään negatiivisiksi ja elementtiin tulevat positiivisiksi, saadaan **jatkuvuusyhtälö**, jossa $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ on elementin massan muutos ajan suhteen.

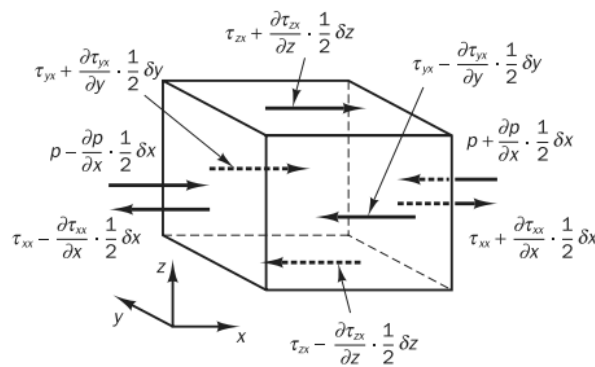
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Tässä työssä virtausaineet oletetaan kokoonpuristumattomiksi. Tällöin yhtälön 3.1 ensimmäinen termi menee nolllaksi ja tiheys ρ voidaan vakiona ottaa osittaisdifferentiaalien ulkopuolelle, jolloin **jatkuvuusyhtälö** supistuu muotoon

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (3.2)$$

3.2 Liikemääräyhtälöt

Newtonin toinen laki sanoo, että virtausaineen partikkelin liikemäärän muutos on yhtä suuri kuin siihen vaikuttavien voimien summa. Tarkastellaan edelleen jatkuvuusyhtälön johdon yhteydessä esiteltyä neste- tai kaasuelementtiä, jonka sivun pituudet ovat δx , δy ja δz . Tarkastellaan elementtiin vaikuttavia voimia jokaisessa koordinaattiakselin suunnassa erikseen. Kuvassa 3.2 on esitetty neste- tai kaasuelementtiin x-suunnassa vaikuttavat jännityskomponentit. Jännityskomponenteista saadaan elementtiin vaikuttavat voimakomponentit, kun ne kerrotaan sillä tahkon pinta-alalla, johon ne vaikuttavat.



Kuva 3.2: Tarkasteltavaan elementtiin vaikuttavat jännityskomponentit x-suunnassa. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Koordinaattiakselien suuntaan osoittavat voimat sovitaan positiivisiksi ja vastakkaiseen suuntaan osoittavat voimat negatiivisiksi. Kun kuvasta 3.2 muodostetut voimat lasketaan yhteen ja asetetaan yhtä suuriksi kuin elementin liikemäärän muutos, saadaan **liikemääräyhtälö**

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx}, \quad (3.3)$$

jossa esiintyvät τ_{ij} kuvaavat j-suuntaan i-reunalla vaikuttavia jännityksiä ja S_{Mi} kuvaa lähetermiä, jonka avulla voidaan kuvata tilavuusvoimat kuten painovoima. Voidaan osoittaa, että liikemääräyhtälöt y- ja z-koordinaattiakselin suuntiin voidaan johtaa samalla tavalla, jolloin saadaan **liikemääräyhtälöt**

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p+\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad \text{ja} \quad (3.4)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p+\tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} . \quad (3.5)$$

Liikemääräyhtälöissä (3.3) – (3.5) esiintyvät viskoosit jännitykset ovat vielä tuntemattomia, mutta newtonisille fluideille ne voidaan lausua muodonmuutosnopeuden funktiona. Yhtälöissä esiintyvät normaalijännitykset on määriteltä kokoonpuristumattomalle virtaukselle seuraavasti:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} , \quad (3.6)$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad \text{ja} \quad (3.7)$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} . \quad (3.8)$$

Yhtälöissä esiintyvät leikkausjännitykset ovat pareittain yhtä suuret ja ne määritellään seuraavasti:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) , \quad (3.9)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \text{ja} \quad (3.10)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) . \quad (3.11)$$

Jännitysten määrittelyissä esiintyvä μ on dynaaminen viskositeetti, joka kuvaa jännitysten ja lineaaristen muodonmuutosten välisen suhteen kyseessä olevalle aineelle. Kun yhdistetään yhtälöissä (3.6) – (3.11) esitetyt jännitykset yhtälöihin (3.3) – (3.5), saadaan

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} , \quad (3.12)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \quad \text{ja} \quad (3.13)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + S_{Mz} , \quad (3.14)$$

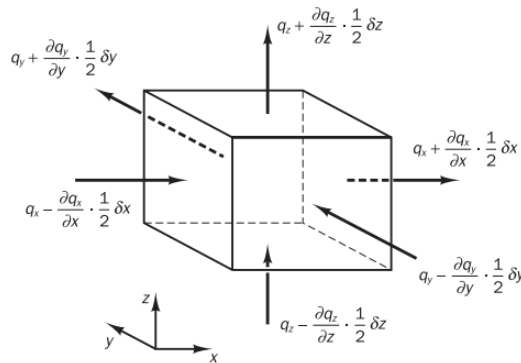
joita kutsutaan Navier-Stokes yhtälöiksi.

3.3 Energiayhtälö

Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan neste- tai kaasupartikkelin energian kasvu on yhtä suuri, kuin siihen tuodun lämmön ja tehdyn työn nettomäärä. Pintavoimien elementtiin tekemä työ saadaan pintavoimien ja niiden suuntaisten nopeuskomponenttien tulona. Tarkastellaan kuvassa 3.2 esitettyä elementtiin vaikuttavia x-suuntaisia jännityksiä. Kun jännitykset kerrotaan nopeuskomponenteilla ja lasketaan yhteen, saadaan kokoonpuristumattomalle virtaukselle pintavoimien tekemäksi työksi

$$[-\text{div}(p\mathbf{u})] + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zx})}{\partial z} \right]. \quad (3.15)$$

Seuraavaksi tarkastellaan neste- tai kaasuelementtiin tuotua lämpöä. Kuvassa 3.3 on esitetty tarkasteltavaan elementtiin vaikuttavien lämpövirtojen komponentit koordinaattien suunnissa. Oletetaan elementtiin tuotu lämpövirta positiiviseksi ja elementistä lähtevä lämpövirta negatiiviseksi.



Kuva 3.3: Tarkasteltavaan elementtiin vaikuttavien lämpövirtojen komponentit. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Kun kaikki elementtiin vaikuttavat lämpövirrat lasketaan yhteen, saadaan elementin seinämien läpi kulkevan lämpövirran suuruudeksi

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -\text{div } \mathbf{q}. \quad (3.16)$$

Fourier'n lämmönjohtumislain mukaan lämpövirta voidaan lausua lämmönjohtavuuden k ja lämpötilagradientin avulla seuraavasti:

$$\mathbf{q} = -k \text{ grad } T. \quad (3.17)$$

Kun yhtälöt (3.16) ja (3.17) yhdistetään, saadaan elementtiin johtumalla tuodun lämmön määräksi

$$-\operatorname{div} \mathbf{q} = \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) . \quad (3.18)$$

Yhdistämällä kaavassa (3.15) esitetty elementtiin tehty työ ja kaavassa (3.18) esitetty elementtiin tuotu lämpö ja merkitsemällä ne yhtä suuriksi kuin elementin energian muutos, saadaan **energiayhtälöksi**

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\operatorname{div}(p\mathbf{u}) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + S_E , \quad (3.19)$$

$$\text{jossa } E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) . \quad (3.20)$$

Yhtälössä (3.19) esiintyvä S_E on energiyhtälön lähde-termi, jonka avulla voidaan kuvata elementin potentiaalienergiaa, koska sitä ei ole otettu huomioon yhtälössä (3.20), jossa elementin energiasisältö määriteltiin sisäenergian i ja kineettisen energian summana. Yhtälössä (3.19) esitetty energiyhtälö halutaan usein esittää ainoastaan sisäenergialle, mikä on mahdollista, kun siitä vähennetään kineettisen energian osuus. Yhtälö saadaan liikemääräyhtälöistä (3.3) – (3.5) kertomalla ne kyseisen suunnan nopeuskomponentilla ja lasquemalla liikemääräyhtälöt puolittain yhteen, jolloin saadaan kineettisen energian yhtälöksi

$$\rho \frac{D\left[\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)\right]}{Dt} = -\mathbf{u} \cdot \operatorname{grad} p + u \left(\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left(\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left(\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zz}}{\partial z} \right) + \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M . \quad (3.21)$$

Kun kineettisen energian yhtälö (3.21) vähennetään energiyhtälöstä (3.19), saadaan sisäenergialle yhtälö

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \operatorname{div} \mathbf{u} + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i , \quad (3.22)$$

$$\text{jossa } S_i = S_E - \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M . \quad (3.23)$$

Työssä käsitellään ainoastaan kokoonpuristumattomia virtauksia, jolloin sisäenergia voidaan määritellä muodossa

$$i = c_v T , \quad (3.24)$$

jossa c_v on virtausaineen ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa.

Kokoonpuristumattomalle Newtoniselle virtausaineelle voidaan sisäenergian yhtälössä (3.22) esiintyvät viskoosit jännitykset lausua liikemääräyhtälöiden johdossa käytettyjen yhtälöiden (3.6) – (3.11) avulla. Lisäksi, kun otetaan huomioon yhtälössä (3.24) esitetty sisäenergian määrittely, saadaan **energiayhtälö** muotoon

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \text{div}(k \text{ grad } T) + \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + S_i . \quad (3.25)$$

3.4 Turbulenssi

Turbulenssin määrittely ilmiönä on hankalaa. Sille voidaan kuitenkin määritellä ominaisuuksia, joiden avulla turbulenttinen virtaus voidaan erottaa laminaarisesta virtauksesta. Tarkastellaan seuraavaksi turbulentin virtauksen ominaisuuksia.

Turbulenttinen virtaus on **epäsäännöllistä** ja **satunnaista**. Virtauksen ominaisuudet kuten nopeus, lämpötila ja paine, vaihtelevat nopeasti ajan suhteen. Tämän vuoksi turbulenttista virtausta käsitellään yleensä tilastollisten menetelmien avulla. **Diffuusion lisääntyminen** on tyypillinen ominaisuus turbulenteille virtauksille, mikä nopeuttaa huomattavasti sekoittumista ja lisää liikemäärän-, lämmön ja massansiirtoa. Turbulenssin tärkein ominaisuus lämmönsiirtimien ominaisuuksia tarkasteltaessa, koska lämmönsiirto kasvaa huomattavasti virtauksen muuttuessa laminaarista turbulentiksi. Turbulenttinen pyörteisyys on aina **kolmiulotteista**. Kolmiulotteisuus on pyörteisyyden pysyvyyden kannalta välttämätöntä, koska pyörteisyyttä ylläpitävää pyörteenvenytystä ei ole havaittu kaksikulotteisissa virtauksissa. Turbulenttisessa virtauksessa leikkausjännitykset muuttavat virtauksen kineettistä energiaa **dissipaation** kautta virtauksen sisäenergiaksi. Jos virtaukseen ei syötetä jatkuvasti energiaa, vaimenee turbulenssi nopeasti ja virtaus muuttuu laminaariksi. Turbulenssi on aina **virtauksen ominaisuus** eikä virtaavan nesteen tai kaasun ominaisuus. Turbulenttisen virtauksen ominaisuuksiin vaikuttavat huomattavasti virtauksen reuna- ja alkuehdot. (Ahlstedt 2012)

Edellä kuvattujen turbulenttisen virtauksen ominaisuuksien vuoksi turbulenttia virtausta ei voida suoraan laskea Navier-Stokes yhtälöistä. Turbulenttisen virtauksen aika- ja pituusskaalat ovat niin pieniä, että laskentaverkon tihentäminen ja aika-askeleen lyhentäminen johtaisivat käytännön ongelmien mallinnuksissa nykyisilläkin laskentatehoilla lähes äärettömän pitkiin laskenta-aikoihin. Tällaista turbulenssin laskentatapaa, jossa kaikki pyörteet lasketaan, kutsutaan suoraksi simuloinniksi (DNS). Suoraa simulointia voidaan nykypäivänä soveltaa ainoastaan hyvin yksinkertaisiin rakenteisiin ja sitä käytetään lähinnä akateemisissa tutkimuksissa. On myös mahdollista, että virtauksen tiettyä kokoluokkaa suuremmat pyörteet lasketaan ja pienemmät mallinnetaan. Tätä lähestymistapaa kutsutaan suurten pyörteiden simuloinniksi (LES). Suurten pyörteiden simulointi on myös käytössä lähinnä akateemisissa tutkimuksissa, koska se vaatii huomattavasti enemmän laskentatehoa kuin perinteinen turbulenssimallien käyttö. Suurten pyörteiden simulointia on kuitenkin viime vuosina laskentakapasiteetin kasvaessa käytetty yhä

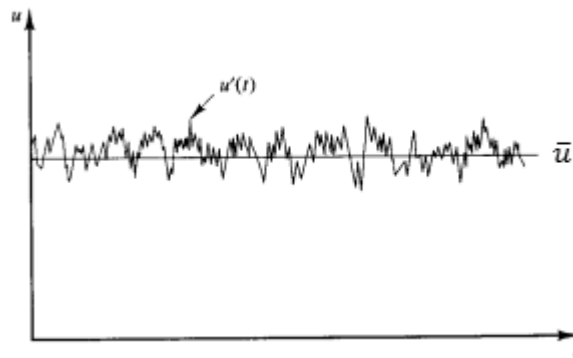
enemmän myös käytännön virtausongelmien ratkaisuun. Yleisin lähestymistapa turbulentsin virtauksen käsittelyyn käytännön virtausongelmissa on turbulenssimallien käyttö. Turbulenssimallien käyttö perustuu siihen, että turbulentsista virtauksesta lasketaan Navier-Stokes yhtälöiden avulla keskiarvosuureet ja kaikki turbulenssiskaalat mallinnetaan. Tarkastellaan seuraavaksi turbulenssimalleja ja niiden ominaisuuksia.

3.4.1 Turbulenssimallit

Yleinen tapa turbulenssia mallinnettaessa on jakaa turbulentin virtauksen virtaussuureet keskiarvo- ja heilahduskomponenttiin, joista vain heilahduskomponentti tai molemmat ovat ajasta riippuvia. Esimerkiksi ajasta riippuva nopeuskomponentti voidaan jakaa keskiarvo- ja heilahduskomponenttiin seuraavasti:

$$u_i(t) = \bar{u}_i + u_i'(t) . \quad (3.26)$$

Kuvassa 3.4 kuvataan tyypillisen turbulentin virtauksen nopeusmittauksen tuloksia, joista voidaan selvästi havaita sekä keskiarvo- että heilahduskomponentti.

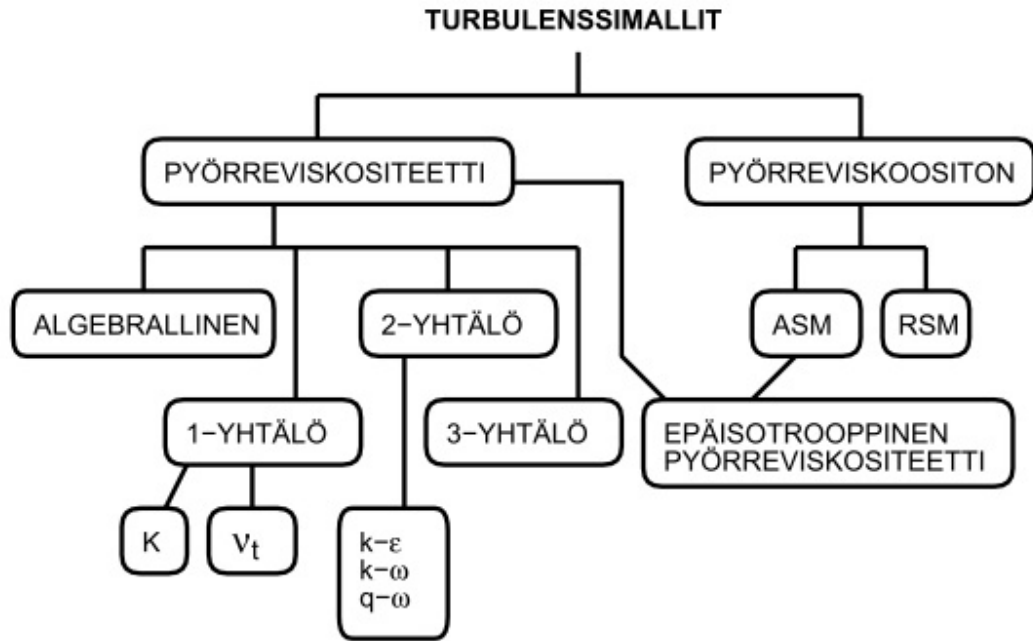


Kuva 3.4: Turbulenttisen virtauksen nopeusmittaus. (Versteeg & Malalasekera 2007)

Kun tämä oletamus lisätään kaavoissa 3.12–14 esiteltyihin Navier-Stokes yhtälöihin, muuttuvat ne vain sen verran, että yhtälöissä esiintyvät suureet muuttuvat keskiarvovirtauksen suureiksi ja yhtälöihin lisätään Reynoldsin jännitykseksi kutsuttu lisätermi. Muutoksen jälkeen yhtälöitä kutsutaan Reynolds-keskiarvotetuiksi Navier-Stokes yhtälöiksi (RANS), joihin tulee Reynoldsin jännitys

$$\delta_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} . \quad (3.27)$$

Reynoldsin jännitystermi kuvaa turbulenssin aiheuttamia nopeusheilahteluja ja se mallinnetaan eri RANS-malleissa eri tavalla. Reynolds-keskiarvotukseen perustuvat turbulenssin mallinnustavat voidaan jakaa kuvan 3.5 mukaan eri kategorioihin ja lopulta yksittäisiin malleihin.



Kuva 3.5: Reynolds-keskiarvotukseen perustuvat turbulenssimallit. (Siikonen 2014)

Vanhin tapa mallintaa Reynoldsin jännityksiä on Boussinesq'n pyörreviskositeettioletus, joka perustuu molekylaaristen ja turbulenttien liikkeiden väliseen analogiaan. Tällöin Reynoldsin jännitykset mallinnetaan kuten molekulaariset kitkajännitykset

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k. \quad (3.28)$$

Kaavassa 3.28 esiintyvää μ_t :tä kutsutaan turbulenttiseksi viskositeetiksi tai pyörreviskositeetiksi. On kuitenkin muistettava, että pyörreviskositeetti μ_t on virtauksen ominaisuus eikä virtausaineen ominaisuus kuten molekulaarinen viskositeetti μ . Pyörreviskositeetin käyttöönotosta huolimatta, Reynolds-keskiarvotettuja yhtälöitä ei voida edelleenkään ratkaista, koska pyörreviskositeetin jakaumaa ei tunneta. Seuraavaksi tarkastellaan pyörreviskositeettioletukseen perustuvia malleja pyörreviskositeetin selvittämiseksi.

3.4.2 Kaksiyhtälömallit

Pyörreviskositeettioletusta käyttävät turbulenssimallit voidaan jakaa sen mukaan kuinka monta lisädifferentiaaliyhtälöä tarvitaan, jotta Reynolds-keskiarvotetut Navier-Stokes yhtälöt pystytään ratkaisemaan. Kuten kuvasta 3.5 huomataan, lisädifferentiaaliyhtälöiden määrä vaihtelee nolasta (algebraalinen) kolmeen. Nollan yhtälön malleissa oletetaan pyörreviskositeetille vakioarvo ja tunnetuin nollan yhtälön malleista on Prandtin sekoi-tuspituusteoria. Yhden yhtälön malleissa pyörreviskositeetti on kytketty turbulenssin kineettiseen energiaan k , joka ratkaistaan omasta differentiaaliyhtälöstään. Nimensä mukaisesti kahden yhtälön mallit käyttävät pyörreviskositeetin ratkaisuun kahta lisädifferentiaaliyhtälöä. Turbulenssin kineettisen energian k lisäksi pyörreviskositeetti voidaan kytkeä esimerkiksi turbulenssin pituusskaalaan, turbulenssin energian dissipaation määrään ε tai

ominaisdissipaatioon ω . Yleisimmin käytössä on turbulenssin dissipaation määrä, jonka avulla muodostettua turbulenssimallia kutsutaan k - ε malliksi. Toinen nykyisin yleisesti käytössä oleva kaksiyhtälömalli on k - ω malli, jossa pyörreviskositetti määritellään turbulenssin kineettisen energian k ja ominaisdissipaation ω avulla. (Ahlstedt 2012)

k - ε malli

k - ε turbulenssimalli määrittelee pyörreviskositeetin μ_t turbulenssin kineettisen energian k ja turbulenssin energian dissipaation ε avulla, kuten jo edellä mainittiin. Pyörreviskositeetti on verrannollinen pituus- ja nopeusskaalojen tuloon eli $\mu_t \propto ul$. Pyörreviskositeetti voidaan siis määritellä

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad . \quad (3.29)$$

Turbulenssin kineettisen energian siirtoyhtälö on

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (3.30)$$

ja turbulenssin energian dissipaation siirtoyhtälö

$$\begin{array}{ccccccc} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} & + & u_j \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial x_j} & = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) & + & C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \\ 1 & & 2 & & 3 & & 4 & & 5 \end{array} \quad (3.31)$$

Yhtälössä (3.31) esiintyvät termit esittävät seuraavia ilmiöitä:

1. muutos ajan suhteen
2. konvektio päävirtauksen mukana
3. diffuusio
4. syntymisnopeus
5. tuhoutumisnopeus.

Kaavoissa (3.29) – (3.31) esiintyy lisäksi viisi vakiota, joiden arvot on määritelty mitauksien avulla. Vakoiden määrittämiseen käytettiin yleisiä perusvirtaustapauksia kuten verkkoturbulenssin vaimenemista, leikkauskerroksen turbulenssia ja virtausta tasolevyn ohitse. Lisäksi vakoiden määrittämiseen on käytetty tietokoneoptimointia. Eri julkaisujen k - ε mallin vakoiden arvoissa on pientä vaihtelua. Standardi k - ε mallin vakoiden arvot esitellään taulukossa 3.1. (Launder & Sharma 1974)

Taulukko 3.1: Standardi k - ε mallin vakiot.

Vakio	Arvo
C_μ	0,09
C_1	1,44
C_2	1,92
σ_k	1,00
σ_ε	1,30

k - ε turbulenssimalli on vielä nykyäänkin eniten käytössä oleva turbulenssimalli. Se ei kuitenkaan anna hyviä tuloksia virtaustapauksissa, joissa esiintyy voimakkaasti kaartuvia virtauksia, pyöriviä virtauksia tai rajakerrosten irtoamisia. Ongelmat johtuvat pääasiassa Boussinesq'n oletuksesta, että pyörreviskositeetti on isotrooppista. Standardi k - ε malli toimii hyvin monissa virtaustapauksissa, mutta siitä on myös kehitetty uusia versioita, joiden pitäisi antaa joissain tapauksissa parempia tuloksia. Seuraavaksi esitellään realisoituva k - ε malli, joka on kehitetty standardimallista.

Realisoituva k - ε malli (Realizable k - ε model)

Realisoituva k - ε malli eroaa standardi k - ε mallista siten, että pyörreviskositeetin yhtälössä vakiolla on eri arvo sekä uudella turbulenssin energian dissipaation ε siirtoyhtälöllä. Realisoituvan k - ε mallin nimi tulee siitä, että Reynoldsin jännityskomponentit vastaavat fyysisesti todellisia turbulentteja olosuhteita. Standardi k - ε mallissa turbulenssin kineettisen energian k siirtoyhtälön normaalijännityskomponentit voivat muuttua negatiivisiksi virtaustilanteissa, joissa on suuria leikkausjännityksiä. Reynoldsin jännityskomponenttien normaaliosat määritellään

$$\overline{u_i u_i} = \overline{u_i^2} = \frac{2}{3} k - 2 \frac{\mu_t}{\rho} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} . \quad (3.32)$$

Kaavassa (3.32) suurilla leikkausjännityksen arvoilla normaalijännitykset muuttuvat negatiivisiksi, mikä on matemaattisesti mahdotonta, koska kaavan vasen puoli koostuu nopeuskomponenttien neliöistä, joiden arvot ovat aina positiivisia. Kyseinen tilanne estetään realisoituvassa k - ε mallissa muuttamalla vakio C_μ virtausolosuhteiden funktioksi. Funktio C_μ määritellään

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}} , \quad (3.33)$$

jossa

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} , \quad (3.34)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k , \quad (3.35)$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k , \quad (3.36)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi , \quad (3.37)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) , \quad (3.38)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} , \quad (3.39)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad \text{ja} \quad (3.40)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) . \quad (3.41)$$

Realisoituvassa k - ε mallissa turbulentsin energian dissipaation ε uusi siirtoyhtälö on

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \mu_t S_\varepsilon \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} . \quad (3.42)$$

Realisoituvuuskorjauksensa ansiosta realisoituva k - ε malli toimii paremmin kuin standardi k - ε malli virtauksissa, joissa esiintyy suuria leikkausjännityksen arvoja. Myös virtauksissa, joissa esiintyy rajakerroksia, virtauksen irtoamisia tai virtauksen pyörimistä, realisoituva k - ε malli toimii standardimallia paremmin. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

k - ω SST malli

k - ω SST (Shear Stress Transport) -turbulenssimalli yhdistää k - ε mallin ja k - ω mallin parhaat puolet. SST-malli käyttää seinämien läheisyydessä k - ω mallia, koska se toimii siellä hyvin eikä tarvitse seinämäfunktioita. Päävirtauksen käsittelyyn SST malli käyttää k - ε mallia. Näiden kahden rajatapauksen välissä malli käyttää sekoitusfunktioita.

Standardi k - ω mallintaa pyörreviskositeetin μ_t turbulenssin kineettisen energian k ja ominaisdissipaation ω . Pyörreviskositeetti määritellään

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} . \quad (3.43)$$

Turbulenssin kineettisen energian k siirtoyhtälö on k - ω mallissa muotoa

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \beta k \omega \quad (3.44)$$

ja ominaisdissipaation ω siirtoyhtälö muotoa

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha \frac{\omega}{k} \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \beta^* \omega^2. \quad (3.45)$$

k - ω turbulenssimalli toimii hyvin seinien läheisyydessä viskoosilla alakerroksella ja siksi se tarvitsee hyvin tiheän verkon seinien läheisyydessä. Verkon riittävänä tiheytenä pidetään sitä, että verkon ensimmäinen solmu on alueella, jossa $y^+ < 5$. Taulukossa 3.2 esitellään k - ω mallin mallivakiot.

Taulukko 3.2: Standardi k - ω -mallin vakiot.

Vakio	Arvo
α	5/9
β	3/40
β^*	9/100
σ_k	2
σ_ω	2

k - ω SST malli on siis aiemmin esitellyn k - ϵ mallin ja nyt esitellyn k - ω mallin yhdistelmä. Mallin käyttämät vakiot poikkeavat kuitenkin standardi k - ω mallista. SST mallin on todettu antavan parempia tuloksia virtauksissa, joissa esiintyy negatiivisia painegradientteja tai rajakerrosten irtoamisia. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

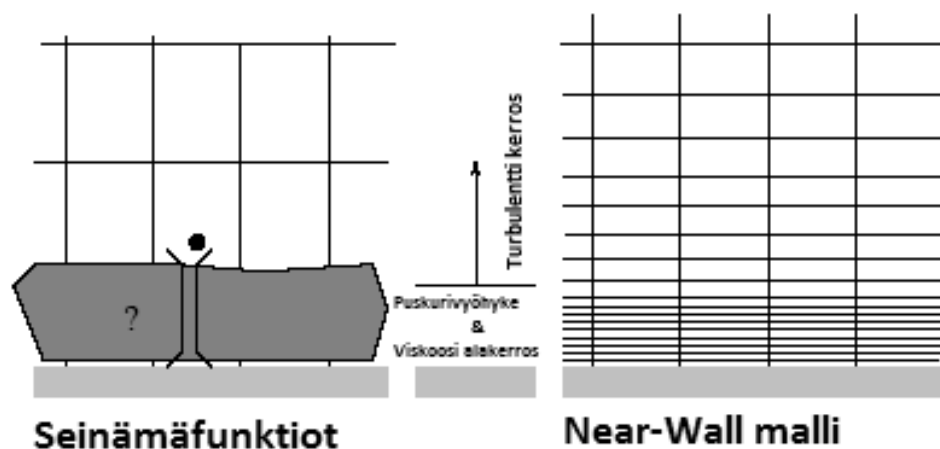
3.4.3 Seinämäkäsitteily

Virtauksen mallinnus seinän lähellä on yksi tärkeimmistä numeerisen virtaussimuloinnin tarkkuuteen liittyvistä asioista, koska seinät usein synnyttävät turbulenssia virtaukseen. Seinien läheisyydessä virtaussuureilla, kuten nopeudella ja lämpötilalla, on suuria gradientteja. Virtaussuureiden tarkka mallintaminen seinien läheisyydessä johtaa yleensä myös turbulenssin mallinnuksen onnistumiseen. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Seinän lähellä sijaitseva alue voidaan jakaa kolmeen eri alueeseen. Aivan seinän vieressä sijaitsevaa aluetta kutsutaan viskoosiksi alakerrokseksi. Viskoosin alakerroksen alueella virtaus on laminaarista ja molekulaarinen viskositeetti hallitsee massan- ja lämmönsiirtoa. Viskoosin alakerroksen alueella pyörreviskositeettioletus ei toimi. Kauempana seinästä sijaitsevaa aluetta kutsutaan täysin turbulentiksi alueeksi tai logaritmisin lain alueeksi. Turbulenttisella alueella pyörreviskositeettioletusta voidaan käyttää ja

pyörreviskositeetilla on suurin vaikutus massan- ja lämmönsiirtoon. Näiden kahden alueen välissä sijaitsee puskurivyöhyke, jossa hallitsevat sekä molekulaarinen että turbulenttinen viskositeetti. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Virtauksen mallinnus seinien lähellä voidaan tehdä kahdella eri tavalla. Ensimmäinen tapa on laskea virtaussuureet aina seinälle asti. Menetelmä vaatii hyvin tiheän verkon ja turbulenssimallin, joka pystyy käsittelemään virtauksen käyttäytymisen seinien lähellä. Toinen vaihtoehto on käyttää niin kutsuttuja seinämäfunktioita, jotka ovat empiirisiä funktioita ja määrittelevät virtaussuureiden arvot seinällä. Seinämäfunktioiden käyttö aloitetaan viskoosin alakerroksen ja puskurivyöhykkeen ulkopuolelta. Molempien lähestymistapojen havainnekuvat esitellään kuvassa 3.6. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)



Kuva 3.6: Seinämäfunktiot ja Near-wall-käsittely. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

3.4.4 Seinämäfunktiot

Seinämäfunktiot ovat siis joukko empiirisiä funktioita, joiden avulla virtaussuureet seinällä kytketään seinän lähellä kulkevan virtauksen suureisiin. Seinämäfunktiot ratkaisevat keskiarvonopeudet ja skalaarien arvot käyttämällä hyväksi seinämälakia, joka esitellään seuraavassa kappaleessa. Turbulenssisuureet seinien läheisyydessä ratkaistaan erillisten yhtälöiden avulla. Nykyään on käytössä useita seinämäfunktioita, mutta yleisimmin käytössä ovat Standardit seinämäfunktiot, paranneltu seinämäkäsittely ja non-equilibrium-seinämäkäsittely. Seuraavaksi esitellään näiden kolmen seinämäfunktioikäsitteilyn peruseräkkeet ja ominaisuudet. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Standardit seinämäfunktiot (Standard wall functions)

Standardit seinämäfunktiot ratkaisevat keskimääräisen virtausnopeuden ja skalaarien arvot sisemmässä kerroksessa seinämälain avulla. Tarkastellaan nyt keskiarvonopeuden avulla seinämälain käyttöä. Seinämälaki määrittää dimensiottoman keskiarvonopeuden u^+ avulla

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = f(y^+), \text{ jossa} \quad (3.46)$$

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho} \quad \text{ja} \quad (3.47)$$

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3.48)$$

Kaavoissa (3.46) – (3.48) esiintyvistä muuttujista τ_w on leikkausjännityksen arvo seinällä, y^+ on dimensioton etäisyys seinältä ja u_τ on niin sanottu leikkausnopeus. Lamiinarin alakerroksen alueella turbulenttiset Reynoldsin jännitykset voidaan jättää huomioon ottamatta, jolloin leikkausjännitys seinällä voidaan lausua molekulaarisen viskositeetin ja nopeusgradientin avulla

$$\tau_w = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.49)$$

Kun yhtälö (3.49) integroidaan y :n suhteen ja oletetaan virtausnopeus seinällä nolllaksi, saadaan nopeudeksi

$$u = \frac{\tau_w y}{\mu}. \quad (3.50)$$

Sijoittamalla kaavan (3.50) tulos yhtälöön (3.46) ja käyttämällä hyväksi yhtälöitä (3.47) ja (3.48) saadaan dimensiottomassa muodossa

$$u^+ = y^+. \quad (3.51)$$

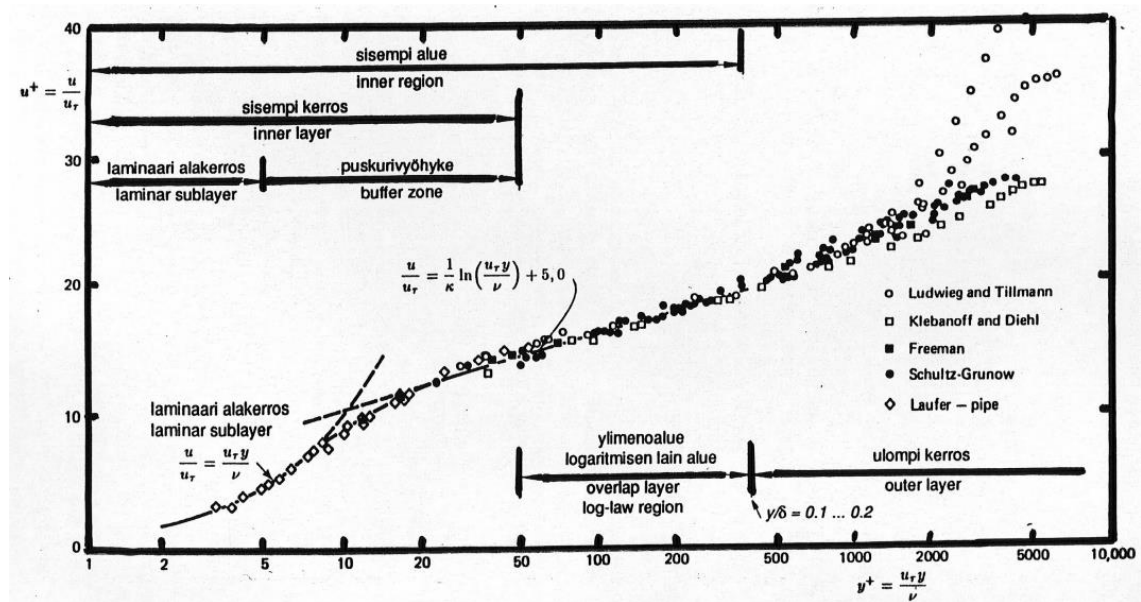
Logaritmisien lain alueella leikkausjännitys on turbulenssin hallitsemaa eli

$$\tau_{xy} = -\overline{\rho u'_i u'_j}. \quad (3.52)$$

Kun oletetaan leikkausjännityksen pysyvän lähes vakiona sisemmän alueen yli, saadaan logaritmisien alueen nopeusprofiilin muodoksi

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B, \quad (3.53)$$

jossa κ on Von Karmanin vakio, jonka arvo on 0,41 ja B on vakio, jonka arvo on noin 5. Laminaarin alakerroksen ja logaritmisien lain alueen välissä on puskurivyöhyke, jossa nämä kaksi edellä mainittua nopeusprofiilia kohtaavat. Seinän lähellä kulkevan turbulenttisen virtauksen alueet on tarkemmin esitelty kuvassa 3.7. (Ahlstedt 2012)



Kuva 3.7: Turbulentin virtauksen nopeusjakautuma pinnan läheisyydessä. (Ahlstedt 2012)

Keskiarvonopeuksien lisäksi tarvitaan yhtälöt myös turbulenssisuureille seinän läheisyydessä. Standardit seinämäfunktioit olettavat paikallisen tasapainon turbulenssin tuotolle ja dissipaatiolle. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Seinämfunktioiden käyttö edellyttää, että laskentaverkon ensimmäinen piste on logaritmisen lain alueella. Logaritmisen lain alue vastaa dimensiota etäisyyttä $30 < y^+ < 300$. Standardit seinämäfunktioit antavat hyviä tuloksia monissa virtaustapauksissa, mutta eivät sovellu esimerkiksi sellaisten virtausten käsittelyyn, joissa esiintyy virtauksen irtoamista. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Epätasapainotilan seinämäfunktioit (Non-equilibrium wall functions)

Standardit seinämäfunktioit olettavat turbulenssin tuottotermiä ja dissipaation olevan paikallisesti tasapainossa. Käytännössä on kuitenkin olemassa virtaustilanteita, kuten virtauksen irtoaminen, uudelleenkiinnittyminen, voimakkaat painegradientit ja virtauksen iskeytyminen seinään, joissa kyseinen oletus ei ole voimassa ja standardit seinämäfunktioit toimivat huonosti. Paikallinen turbulenssin tuoton ja dissipaation epätasapaino on usein seurausta virtaussuuntaan kasvavasta painegradientista, jonka seurauksena logaritminen seinämäfunktio ei enää päde. Näiden tilanteiden parempaan käsittelyyn on kehitetty epätasapainotilan seinämäkäsittely. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Epätasapainotilan seinämäfunktioit on muokattu standardi seinämäfunktioista. Kyseiset seinämäfunktioit ratkaisevat keskiarvonopeudet Launderin ja Spaldingin logaritmisin lain mukaan, joka sietää paremmin epäedullisia painegradientteja. Turbulenssisuureet ratkaistaan kaksikerrosmallin avulla. Näillä parannuksilla epätasapainotilan seinämäfunktioit on havaittu antavan parempia tuloksia eräissä virtaustapauksissa kuin Standardit seinämäfunktioit. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Paranneltu seinämäkäsittely (Enhanced wall treatment)

Seinämfunktiot eivät anna kaikissa virtaustapauksissa hyviä tuloksia, minkä takia on kehitetty tarkempia keinoja seinämien käsittelyyn. Esimerkkeinä parannelluista seinämäkäsittelytavoista ovat kaksikerrosmallit ja pienen Reynoldsin luvun mallit. Niiden avulla turbulenttinen virtaus voidaan laskea seinälle asti, jolloin seinämfunktioiden tarve poistuu. Kyseiset lähestymistavat vaativat hyvin tiheitä verkkoja seinien läheisyydessä, jolloin niiden käyttö vaatii enemmän laskentaresursseja kuin seinämfunktioiden käyttö. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Kaksikerrosmallit

Kaksikerrosmalleja käytettäessä seinän läheisyydessä sijaitseva alue jaetaan kahteen osaan. Alempi kerros on viskositeetin hallitsema ja ylempää kerrosta hallitsee turbulenssi. Kerrosten määrittelyyn käytetään Reynoldsin lukua, joka pohjautuu etäisyyteen seinältä seuraavasti:

$$Re_y = y \frac{\sqrt{k}}{\nu} . \quad (3.54)$$

Turbulenssin hallitseman alueen katsotaan alkavan, kun $Re_y > 200$ ja tätä pienemmillä Reynoldsin luvun arvoilla ollaan viskositeetin hallitsemalla alueella. Viskoosilla alueella käytetään kaksikerrosmallisissa yksiytälöturbulenssimallia, joka ratkaisee turbulenssin kiineettisen energian k ja turbulenssin dissipaatio määritetään algebrallisesta yhtälöstä

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} , \quad (3.55)$$

jossa l_ε on turbulenssin dissipaation pituusskaala. Turbulenttisella alueella käytetään valittua k - ε mallin muotoa. Näiden kahden alueen välillä käytetään sekoitusmalleja sulavan siirtymän turbulenttisen dissipaation algebrallisen käsittelyn ja käytetyn turbulenssimallin siirtoyhtälöiden välillä. (ANSYS FLUENT Theory Guide. 2012)

Pienen Reynoldsin luvun turbulenssimallit

Standardi k - ε mallia johdettaessa on oletettu turbulenssin paikallinen Reynoldsin luku suuremmaksi kuin 100. Tämä oletus ei pidä paikkaansa seinien läheisyydessä, jossa virtausta hallitsee molekulaarinen viskositeetti. Tämän vuoksi on pyritty muokkaamaan k - ε mallista myös pienen Reynoldsin luvun alueelle sopivaa versiota, jonka avulla voitaisiin laskea turbulenttinen virtaus aina seinälle asti ja vältettäisiin seinämfunktioiden käyttö. Pienen Reynoldsin luvun mallien nimellä ei ole mitään tekemistä päävirtauksen Reynoldsin luvun kanssa, vaan nimi tulee paikallisesta Reynoldsin luvusta. (Ahlstedt 2012)

Matalan Reynoldsin luvun k - ε mallit sisältävät usein kokemusperäisiä lisäfunktioita turbulenssin energian dissipaation siirtoyhtälöön ja pyörreviskositeetin lausekkeeseen.

Monet eri tutkijaryhmät ovat esittäneet muotoja näille lisäfunktioille ja siirtoyhtälöissä esiintyville vakioille. Turbulenssin kineettisen energian k siirtoyhtälö saa pienen Reynoldsin luvun malleissa muodon

$$u \frac{\partial \rho k}{\partial x} + v \frac{\partial \rho k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \rho \varepsilon \quad (3.56)$$

ja turbulenssin dissipaation siirtoyhtälö on

$$u \frac{\partial \rho \tilde{\varepsilon}}{\partial x} + v \frac{\partial \rho \tilde{\varepsilon}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial y} \right] + C_1 f_1 \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \frac{\tilde{\varepsilon}}{k} - \rho C_2 f_2 \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{k} + \rho E, \quad (3.57)$$

joissa

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\tilde{\varepsilon}}. \quad (3.58)$$

Turbulenssin dissipaatiolle otetaan pienen Reynoldsin luvun malleissa käyttöön muuttuja $\tilde{\varepsilon}$, joka määritteellään

$$\varepsilon = \tilde{\varepsilon} + D, \quad (3.59)$$

jossa D on muuttuja, jonka arvo ratkaistaan edellä mainituista lisäyhtälöistä. (Ahlstedt 2012)

4 VIRTAUKSEN VISUALISOINTI

Virtaussimulointien tueksi haluttiin tässä työssä tarkastella virtauksen rakennetta virtauksen visualisoinnin avulla. Virtauksen visualisoinnilla tarkoitetaan virtauksen ominaisuuksien tarkastelemista läpinäkyvien mallien avulla. Lisäksi virtausaineeseen on lisättävä väriainetta tai värillisiä partikkeleita, jotta virtauksen käyttäytymistä voidaan tutkia. Seuraavaksi on esitelty virtauksen visualisoinnissa käytetty laitteisto ja tehdyt havainnot.

4.1 Laitteisto

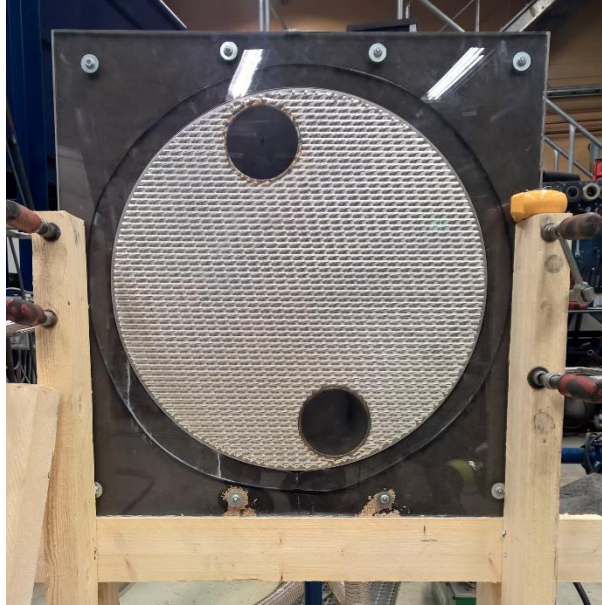
Virtauksen visualisointia varten valmistettiin akryylimuovista malli, johon oli jyrssitty pakkapuolen levykuviointi. Levykuvion lisäksi akryylimuoviin jyrssittiin 0,7 millimetrin upotus. Jyrssiä tehtiin kolmiulotteisten CAD-piirustusten pohjalta. Akryylimuovi valittiin materiaaliksi, koska se säilytti läpinäkyvyytensä jyrssinnän jälkeen. Muovilevyn rakenne on esitelty kuvassa 4.1.



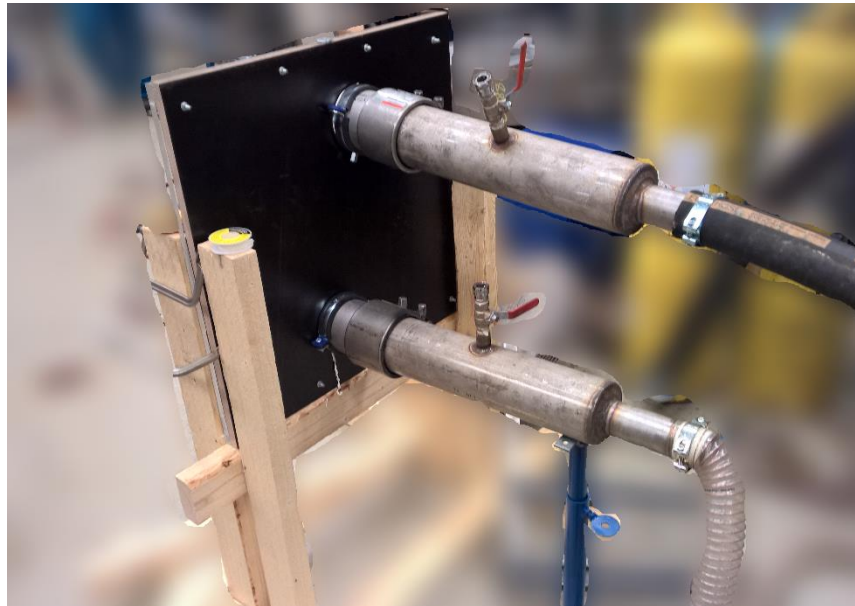
Kuva 4.1: Virtauksen visualisointiin käytetty akryylimuovilevy

Muovilevyn lisäksi käytettiin yhtä normaalia 5HH-lämmönsiirtolevyä, johon hitsattiin yhteet vesivirtaukselle. Metallilevy asetettiin akryylilevyyn jyrssittyyn upotukseen ja metallilevyn paikallaanpysyvyys varmistettiin asentamalla metallilevyn päälle 15 millimetriä paksu vanerilevy. Vanerilevyyn jyrssittiin ura o-renkaalle, jonka tarkoituksena on tiivistää muovi- ja metallilevyt kiinni toisiinsa. Muovi-, metalli- ja vanerilevyistä koostuva kokoonpano kiristettiin toisiinsa kahdeksan pultin avulla. Yhteisiin kiinnitettiin pantojen

avulla letkut, joista vesi ja merkkiaineet syötettiin virtauskanavaan. Koko laitteisto on esitelty kuvissa 4.2 ja 4.3. Virtaus syötettiin laitteistoon kuvassa 4.3 näkyvän vaalean letkun kautta ja poistoletkuna käytettiin mustaa letkua. Pienet, venttiilein varustetut yhteen ennen letkuja ovat merkkiaineiden syöttöä ja järjestelmän ilmausta varten.



Kuva 4.2: Virtauksen visualisointilaitteisto kuvattuna etupuolelta



Kuva 4.3: Virtauksen visualisointilaitteisto kuvattuna takapuolelta

4.2 Havainnot

Aluksi edellä kuvattua laitteistoa testattiin pelkällä vedellä laitteiston tiiviydens varmistamiseksi. Laitteistoa testattiin sekä tapauksessa, jossa virtaus tulee laitteistoon ylemmän yhteen kautta että tapauksessa, jossa alempi yhde on sisääntuloa varten. Tiiviyskokeiden

jälkeen vesivirtaukseen syötettiin vihreää elintarvikeväriä. Kokeesta kuvatusta videosta otettiin pysäytyskuvia, joista on nähtävissä värin leviäminen virtauskanavassa. Kuvat on esitelty liitteessä 1. Kuvista huomataan, että värin leviäminen alkaa virtauskanavan keskeltä sisäänvirtausaukon kohdalta. Seuraavaksi väri leviää virtauksen mukana kohti levyn reunoja. Kolmannesta kuvasta huomataan, että väri on levinnyt jo lähes ulosvirtausaukon kohdalla, mutta levyn reunassa on näkyvissä alueet, joihin väri ei ole vielä levinnyt. Neljännessä kuvassa väri on levinnyt virtauksen mukana jo lähes koko virtauskanavan alueelle, mutta silti varsinkin ulostuloaukon läheisyydessä on alueita, joissa vesi ei ole värjäytynyt. Suurimmat väriaineen konsentraatiot löytyvät sisäänvirtausaukosta katsottuna hieman ylempää oikealta. Viimeisessä kuvassa väriaine on levinnyt lähes tasaisesti koko virtauskanavan alueelle. Tämä kertoo virtauskanavan monimutkaisen geometrian aiheuttamasta hyvästä sekoittumisesta. Tuloksia tarkasteltaessa on kuitenkin otettava huomioon, että akryylilevyn tuenta virtauskanavan keskeltä saattaa vaikuttaa tuloksiin, koska liian suuri puristus johtaa levyn kaareutumiseen, jolloin virtauskanavat eri kohdissa levyväliä ovat korkeudeltaan erilaisia. Virtauksen mukana kulkeutumisen lisäksi diffuusion aiheuttama sekoittuminen levittää väriä virtauskanavaan, mikä on myös otettava huomioon.

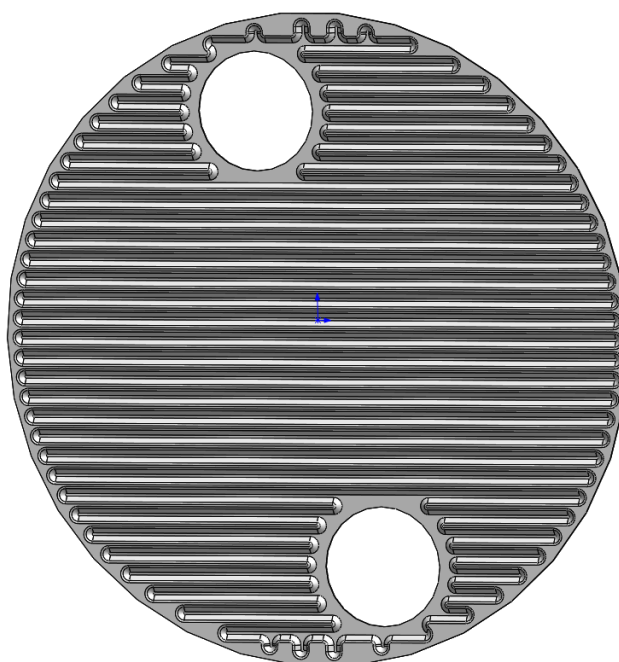
Virtauksen käyttäytymistä levyjen välissä havainnoitiin myös lisäämällä sinisiä hiilepartikkeleita virtauskanavaan. Partikkeleiden kulkeutumista virtauskanavan läpi ei pystytty kuvaamaan tarkasti valokuvien avulla, koska partikkelit olivat kooltaan liian pieniä. Partikkelien kulkeutumista pystyttiin kuitenkin seuraamaan silmämääräisesti. Havaintojen perusteella voidaan sanoa, että partikkeleiden liikkeessä oli havaittavissa sekä aalloituksia pitkin levyn reunoilta toiselle kulkevia partikkeleita että päävirtauksen suunnassa kulkevia partikkeleita, joiden liike muistutti kappaleessa 2 esiteltyä zig-zag-virtausta. Partikkelit jakautuivat melko tasaisesti koko virtauskanavan leveydelle, mutta suurimmat partikkeleiden nopeudet olivat havaittavissa levyn keskialueella.

5 VIRTAUSSIMULOINTI

Virtaussimulointiprosessi koostuu useista eri vaiheista. Se aloitetaan yleensä laskenta-geometrian mallinnuksesta, jonka jälkeen luodaan laskenta-alueesta verkko. Laskenta-verkko kuvaa todellisen geometrian lukuisten pienten tilavuuksien avulla. Niissä virtausta ja lämmönsiirtoa hallitsevat yhtälöt ratkaistaan kontrollitilavuusmenetelmää hyväksi käyttämällä. Yhtälöiden ratkaisun onnistumiseksi tarvitaan alku- ja reunaehdot, jotka usein saadaan mittauksilla. Virtaussimulointiin liittyy myös kiinteänä osana saatujen tulosten analysointi ja verifiointi.

5.1 Geometrian mallinnus

Geometrian mallinnuksen pohjana käytettiin jo olemassa olevia, kolmiulotteisia, SolidWorks -ohjelmalla luotuja, CAD-piirustuksia Vahterus Oy:n Plate&Shell-lämmönsiirtolevyistä. Lämmönsiirtolevyn geometria on esitetty kuvassa 5.1.

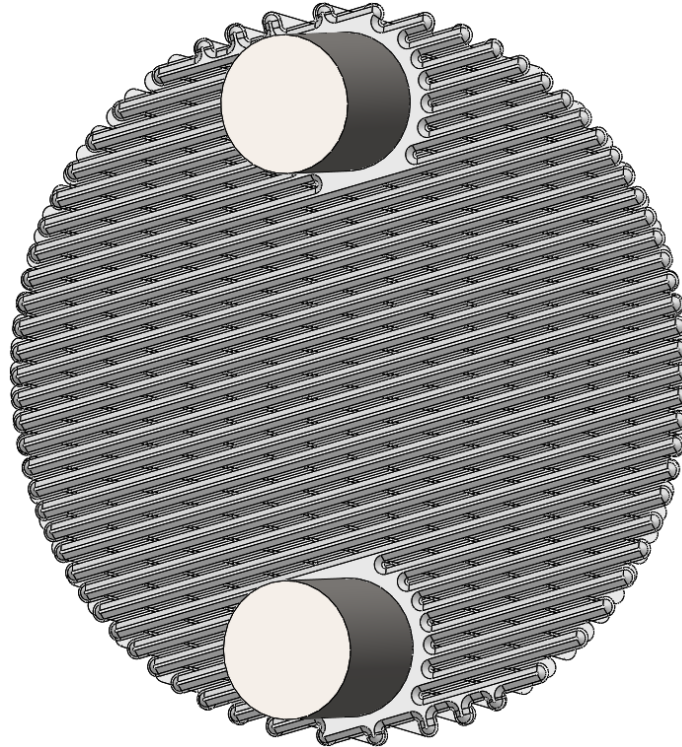


Kuva 5.1: Vahterus Oy:n Plate&Shell-lämmönsiirtolevy.

5.1.1 Pakkapuoli

Pakkapuolen laskentageometria luotiin kuvaamaan reunimmaisen levyparin välissä tapahtuvaa virtausta, jolloin lämmönsiirtolevyjen keskellä olevat pienet reiät poistettiin. Reikien poistamisen jälkeen kahdesta lämmönsiirtolevystä tehtiin kokoonpano, jossa

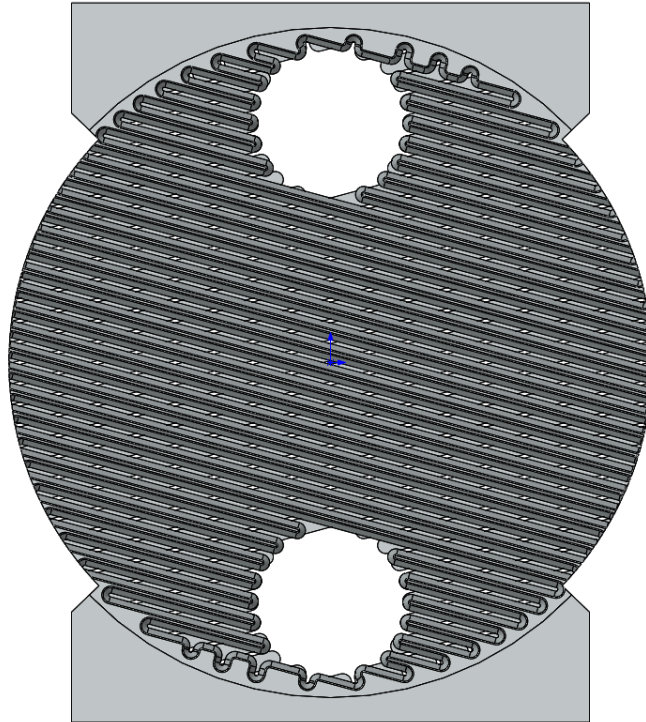
lämmönsiirtolevyt asetettiin vastakkain aallotuksen koverat puolet toisiaan vasten siten, että pienten reikien paikat asettuivat kohdakkain. Levyjen väliin muodostui pakkapuolen virtauskanava, johon vielä lisättiin putket virtauksen sisään- ja ulosvirtausta varten. Pakkapuolen laskentageometria on esitetty kuvassa 5.2.



Kuva 5.2: Pakkapuolen virtauskanavan geometria.

5.1.2 Vaippapuoli

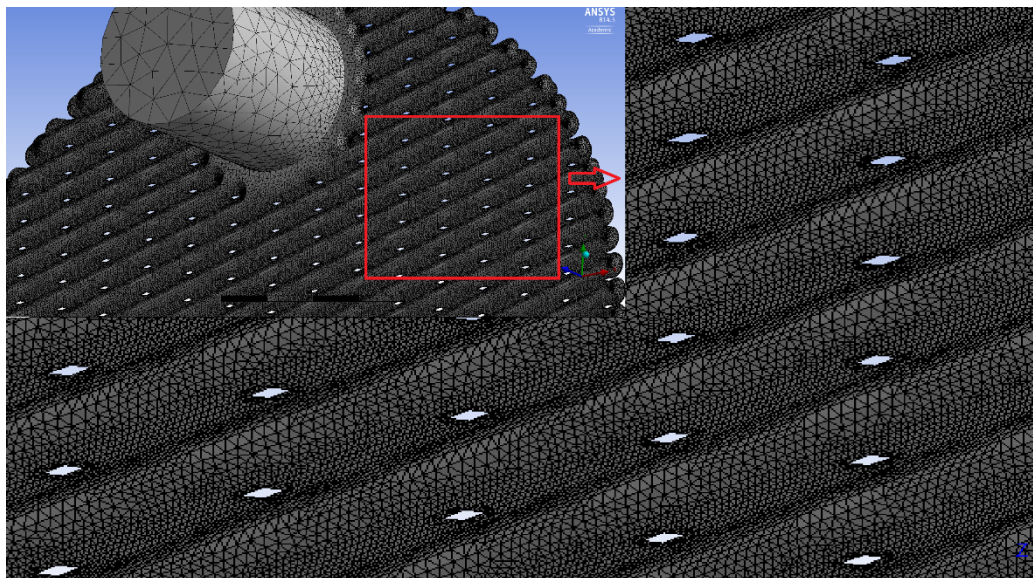
Vaippapuolen laskentageometrian luonti aloitettiin tekemällä kahdesta lämmönsiirtolevystä kokoonpano, jossa lämmönsiirtolevyt asetettiin vastakkain aallotuksen kupera puoli toisiaan vasten siten, että levyssä olevat pakkapuolen yhdereiät asettuivat kohdakkain. Tämän jälkeen levyparin ulkoreuna suljettiin uudella pinnalla, jolloin levyjen väliin jäi simuloinneissa tarvittava virtauskanava. Virtauskanavaan lisättiin sisään- ja ulosvirtauskanavat ja siitä poistettiin reunatiivisteiden täyttämät alueet levyvälin reunoilta. Laskennassa käytetty vaippapuolen geometria on esitetty kuvassa 5.3.



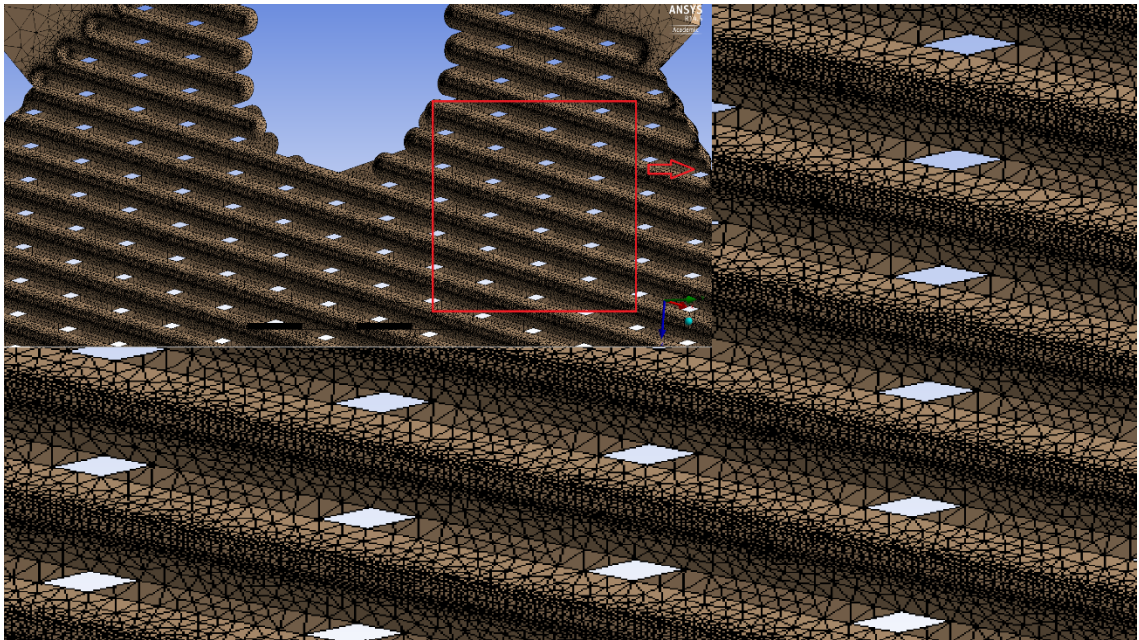
Kuva 5.3: Vaippapuolen virtauskanavan geometria.

5.2 Laskentaverkon generointi

Laskentaverkon generointi tehtiin ANSYS meshing -työkalulla. Laskenta-alueen verkotus aloitettiin ohjelman oletusasetuksilla, jonka jälkeen laskentaverkkoa paranneltiin niiden alueiden osalta, joissa muutokset ovat suurimpia. Työssä käytetyt laskentaverkot sisältävät tetraedrielementtejä. Virtauksen syöttämistä varten tehtyjen putkien ja kanavien verkotus jätettiin tarkoituksella harvemmaksi, koska niiden tarkastelu ei ollut tämän työn aiheena ja näin pystyttiin säästämään laskenta-aikaa. Osa pakka- ja vaippapuolen laskentaverkoista on nähtävissä kuvissa 5.4 ja 5.5.



Kuva 5.4: Pakkapuolen laskentaverkko



Kuva 5.5: Vaippapuolen laskentaverkko

5.2.1 Laskentaverkon laatu

Työssä generoitujen laskentaverkkojen laatua tarkkailtiin erilaisten parametrien avulla. Ensimmäinen tarkkailtava parametri oli elementtien laatu, joka lasketaan elementtien tilavuuksien ja särmän pituuksien suhteena siten, että arvo 1 vastaa täydellistä tetraedriä ja 0 negatiivista tilavuutta. Molempien laskentaverkkojen elementtien keskimääräiseksi laadun arvoksi saatiin 0,8. Toinen tarkkailtava parametri oli elementtien sivusuhte, joka määrittää elementin pisimmän ja lyhimmän sivun suhteena. Ideaalinen arvo sivusuhteelle olisi 1. Työssä käytettyjen verkkojen elementtien sivusuhteiden keskiarvoksi saatiin noin 2. Kolmas ja viimeinen tarkkailtava parametri oli elementtien vinous, joka määrittää optimaalisen elementin koon ja käytetyn elementin koon erotuksena jaettuna optimaalisella elementin koolla. Vinouden arvo 0 vastaa siis optimaalista elementtiä. Vinouden keskimääräisiksi arvoiksi saatiin noin 0,3, joka vastaa hyvää vinouden arvoa. Edellä esiteltujen parametrien analysoinnin perusteella voidaan todeta, että tehtyjen laskentaverkkojen laatu oli riittävä. (ANSYS FLUENT User's Guide. 2012)

5.2.2 Laskentaverkkoriippumattomuuden toteaminen

Virtaussimulointeja tehtäessä on laskentaverkon laadun tarkastamisen lisäksi varmistettava, että laskentaverkko on riittävän tiheä tarkkojen tulosten saamiseksi. Tätä työvaihetta kutsutaan laskentaverkkoriippumattomuuden tarkastamiseksi. Yleisin tapa on simuloida tapausta erilaisilla laskentaverkon koilla ja tarkastella jonkin muuttujan arvoja. Laskentaverkko on riittävän tiheä, kun verkon tihentäminen ei enää muuta tarkasteltavan muuttujan arvoja merkittävästi. Tarkasteltavaksi muuttujaksi valittiin painehäviö laskenta-alueen yli. Vertailua varten tehtiin kolme erilaista laskentaverkkoa. Harvimmassa laskentaverkossa elementtejä oli noin miljoona kappaletta. Seuraavaksi laskentaverkkoa tihennettiin niin, että pakkapuolen laskentaverkon kooksi tuli noin 3,1 miljoonaa elementtiä ja

vaippapuolen laskentaverkon kooksi noin 3,6 miljoonaa elementtiä. Tiheimmässä verkossa elementtejä oli molemmilla puolilla noin 9 miljoonaa. Tarkasteltavan painehäviön arvot olivat tiheimmällä ja toiseksi tiheimmällä verkolla hyvin lähellä toisiaan. Keskimäinen laskentaverkko valittiin käytettäväksi, koska näin säästettiin huomattavasti laskenta-aikaa.

5.3 Laskenta

Työn laskentaosuus toteutettiin ANSYS FLUENT 14.5 -ohjelmistolla. Kyseinen ohjelmisto käyttää kappaleessa 3 esiteltyjen virtausta ja lämmönsiirtoa hallitsevien yhtälöiden ratkaisemiseen kontrollitulavuusmenetelmää.

5.3.1 Reunaehtojen asettaminen

Tässä työssä sisään virtausreunoille annettiin nopeus- ja lämpötilareunaehdot. Turbulenssimallien käyttö vaatii turbulenssisuureiden määrittelyn virtauksen sisään tulossa ja ulostuloissa mahdollisessa takaisinvirtaustapauksessa. Määriteltäviksi turbulenssisuureiksi valittiin turbulenssin intensiteetti I ja hydraulinen halkaisija D_h . Turbulenssin intensiteetti määriteltiin

$$I = 0,16Re^{-1/8} . \quad (5.1)$$

Malliin tehty kanavat ja putket, joista virtaus syötetään levyväliin ja sieltä pois, asetettiin lämpöeristetyiksi seiniksi. Itse levyvälin seinille asetettiin no-slip- ja vakio lämpötilareunaehto. Virtauskanavan seinien paksuudeksi asetettiin 0,35 mm, koska lämpötila määriteltiin levyjen keskipisteessä. Keskipisteen lämpötila määriteltiin mittauksista saatujen pakka- ja vaippapuolen lämpötilojen keskiarvona. Näin voidaan toimia, koska kyseessä on myötävirtatapausta ja molempien puolien massavirrat ovat yhtä suuret. Lämpöhäviöitä ympäristöön ei oteta tässä työssä huomioon. Ulosvirtausreunoille asetettiin painereunaehto eli paineen arvoksi 0 Pascalia ulosvirtausreunalle. Kaikki reunaehdot on koottu taulukkoon 5.1.

Taulukko 5.1: Reunaehdot

	Reunaehtotyyppi	Pakkapuoli	Vaippapuoli
Sisäänmeno	Nopeus	0,037 m/s	0,086 m/s
	Lämpötila	343 K	293 K
Ulostulo	Paine	0 Pa	0 Pa
Putkien ja kanavien seinät	No-slip	Adiabaattinen	Adiabaattinen
Levyvälin seinät	No-slip	318	318
Turbulenssi	Intensiteetti	5,6 %	6,8 %
	Hydraulinen halkaisija	55 mm	8,8 mm
Massavirta		0,044 kg/s	0,044 kg/s

5.3.2 Yhtälöiden diskretointi

Yhtälöiden diskretointiin käytettiin työssä ensimmäisen ja toisen kertaluvun ylävirtakaavaa. Simuloinnit aloitettiin ensimmäisen kertaluvun ylävirtakaavalla, koska näin saavutettiin nopeampi konvergoituminen. Muutaman sadan iteraatiokierroksen jälkeen diskretointitavaksi vaihdettiin toisen kertaluvun ylävirtakaava, koska se antaa konvektiota sisältävissä virtauksissa parempia tuloksia numeerisen diffuusion ollessa pienempää.

5.3.3 Konvergenssin seuranta

Laskennan riittävä konvergoituminen on pakollinen ehto tarkkojen tuloksien saamiseksi. Konvergoitumisehtojen määrittäminen on kuitenkin kompromissi käytetyn laskenta-ajan ja halutun tarkkuuden välillä. Liian tiukat konvergenssirajat johtavat usein todella pitkiin laskenta-aikoihin. ANSYS Fluentissa konvergenssia voidaan seurata residuaalien avulla, jotka määritellään

$$R^\phi = \sum_{Elementit} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p|, \quad (5.2)$$

jossa ϕ on mikä tahansa muuttuja, a_p on elementin keskipisteen arvo, a_{nb} on viereisten elementtien arvojen vaikutus ja b on reunaehdoista riippuva vakio. Työssä käytetyille residuaaleille on taulukossa 5.2 esitettyjä konvergenssikriteerejä. Residuaalien lisäksi työssä seurattiin konvergenssin edistymistä ulostulolämpötilaa ja sisäänvirtausaukon painetta tarkastelemalla. Kun näiden suureiden arvot tasaantuivat ja residuaalit olivat taulukossa 5.2 esitettyjä arvoja alempana, lopetettiin laskenta. Laskennan lopettamisen jälkeen laskentojen konvergenssi varmistettiin vielä tarkistamalla massan ja energian häviämättömyys laskenta-alueessa.

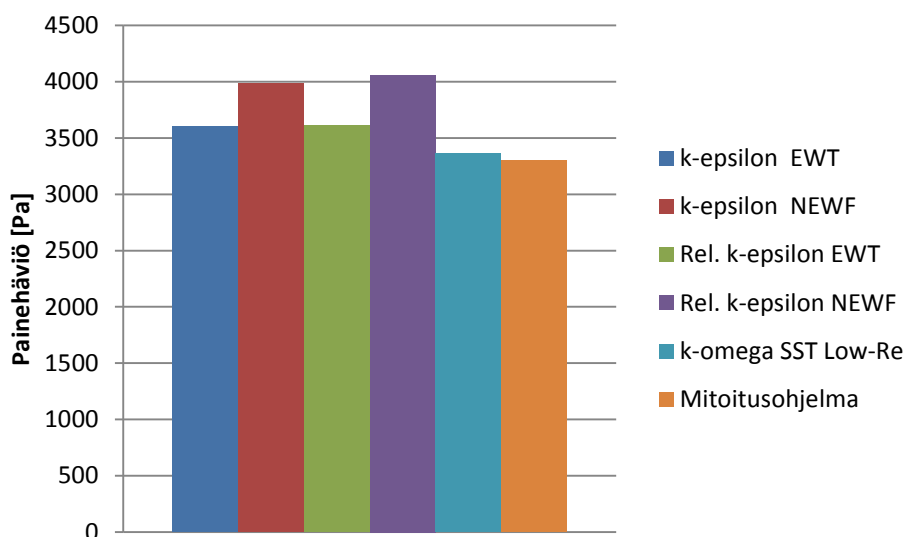
Taulukko 5.2: Residuaalit

Muuttuja	Residuaali
x-suuntainen nopeus u	10^{-4}
y-suuntainen nopeus v	10^{-4}
z-suuntainen nopeus w	10^{-4}
Jatkuvuusyhtälö	10^{-4}
Turbulenssin kineettinen energia k	10^{-4}
Turbulenttisen energian dissipaatio ϵ	10^{-4}
Ominaisdissipaatio ω	10^{-4}
Energiayhtälö	10^{-6}

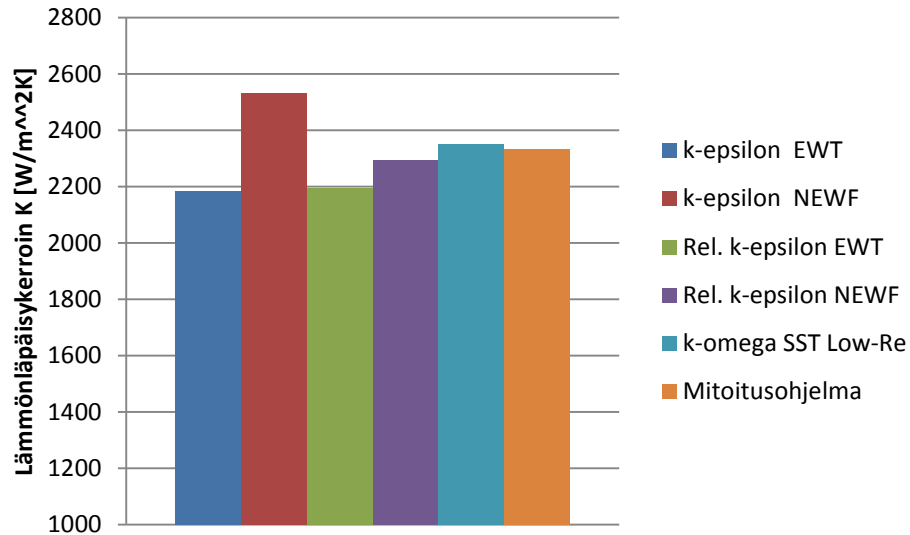
6 TULOKSET JA POHDINTA

6.1 Turbulenssimallien vertailu

Virtaussimulointi aloitettiin vertaamalla erilaisten turbulenssimallien antamia tuloksia toisiinsa sekä Vahterus Oy:n mitoitusohjelman antamiin tuloksiin. Kaikille turbulenssimalleille käytettiin samaa laskentaverkkoa ja samoja reunaehtoja. Turbulenssimallien lisäksi vertailtiin erilaisten seinämäkäsittelytapojen toimivuutta kyseisessä tilanteessa. Vertailusimuloinnit tehtiin pakkapuolen virtaukselle ja reunaehtoina käytettiin taulukossa 5.1 esitettyjä arvoja. Virtaussimulointien tuloksista vertailtiin painehäviötä ja lämmönläpäisykerrointa K , koska niille löytyi vertailutuloksia Vahterus Oy:n mitoitusohjelmasta. Vahterus Oy:n mitoitusohjelma perustuu mittauksiin ja sitä voidaan käyttää ainoastaan kyseiselle levytyypille. Mitoitusohjelman tarkempaan toteutukseen ei sen kaupallisuuden takia enempää paneuduta. Painehäviön arvot saatiin yksinkertaisesti sisäänvirtausaukon paineen arvoista, koska ulostulolle oli reunaehtona määrätty paineeksi 0 Pa. Lämmönläpäisykerroimen K arvot laskettiin yhtälöiden (2.1) – (2.5) avulla, kun simuloinneista saatiin arvot ulostulolämpötilalle. Eri turbulenssimallien ja seinämäkäsittelyn vertailut on esitelty kuvissa 6.1 ja 6.2.



Kuva 6.1: Pakkapuolen painehäviö eri turbulenssimalleilla



Kuva 6.2: Pakkapuolelta laskettu lämmönläpäisykerroin eri turbulenssimalleilla

Simuloinnit aloitettiin standardi $k-\epsilon$ mallilla, koska sillä saadaan yleensä helpoiten laskenta konvergoitumaan ja saadaan suuntaa antavia tuloksia muiden simulointien pohjaksi. Standardi $k-\epsilon$ ei kuitenkaan pysty kuvamaan virtauksen irtoamista, kuten jo edellä mainittiin. Kuvissa 6.1 ja 6.2 esitetyistä tuloksista voidaan nähdä selviä eroja $k-\epsilon$ mallin antamien tuloksien ja mitoitusohjelmasta saatujen tuloksien välillä. Standardi $k-\epsilon$ mallin simuloinnit tehtiin käyttämällä epätasapainotilan seinämfunktioita ja paranneltua seinämäkäsittelyä, joista paranneltu seinämäkäsittely antoi parempia tuloksia. Realisoituva $k-\epsilon$ malli kuvaa virtauksen irtoaminen paremmin kuin standardi $k-\epsilon$ malli. Realisoituvalle $k-\epsilon$ mallille käytettiin samoja seinämäkäsittelyjä kuin standardi mallille. Tuloksista nähdään, että standardi $k-\epsilon$ malli antaa parempia painehäviön arvoja, mutta realisoituvalle mallilla saadaan parempia lämmönsiirron arvoja. Kolmantena turbulenssimallina vertailussa käytettiin $k-\omega$ SST mallia, joka yhdistelee $k-\epsilon$ mallin ja $k-\omega$ mallin parhaat puolet ja pystyy näin kuvamaan paremmin sekä seinien läheisyydessä esiintyvät pienen Reynoldsin luvun alueet että päävirtauksen suuren Reynoldsin luvun alueet.

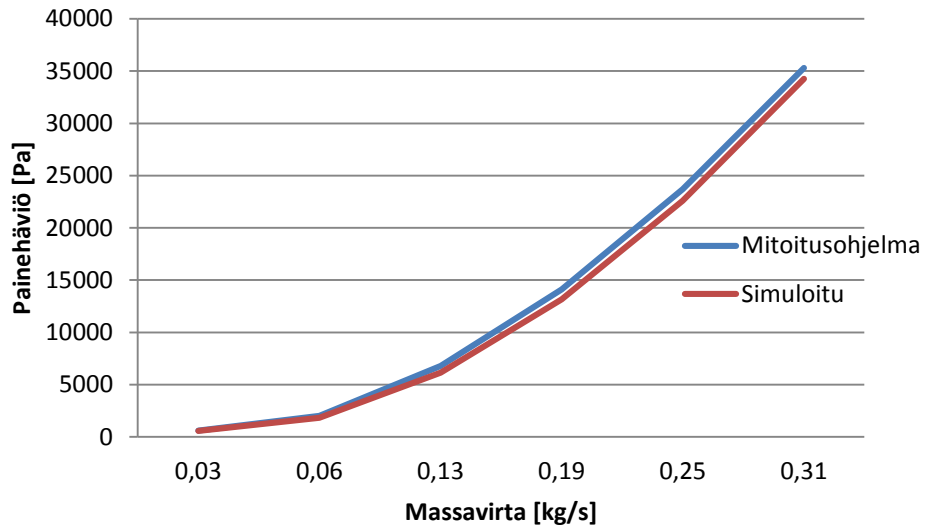
$k-\omega$ SST mallista käytettiin pienen Reynoldsin luvun versiota, jolloin saatiin hie- man parempia tuloksia kuin standardi $k-\omega$ mallia käytettäessä. Kuten kuvien 6.1 ja 6.2 tuloksista nähdään, saadaan $k-\omega$ SST mallilla parhaita tuloksia ja siksi se valitaan käytettäväksi tämän työn muissa simuloinneissa.

6.2 Simulointitulosten vertailu mitoitus tuloksiin

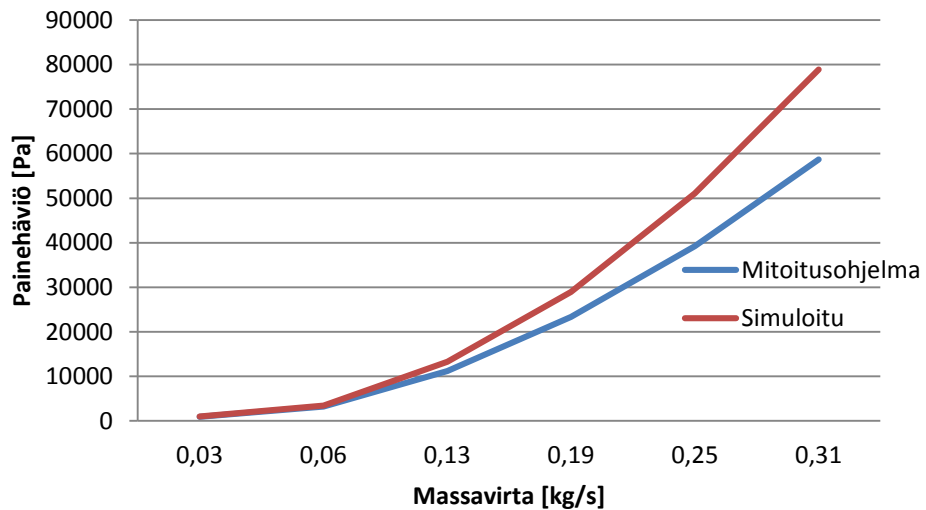
Turbulenssimalliksi valittiin siis edellisen kappaleen vertailujen perusteella $k-\omega$ SST mallin pienen Reynoldsin luvun versio. Seuraavaksi vertaillaan simulointien antamia tuloksia Vahterus Oy:n mitoitusohjelman antamiin tuloksiin erilaisilla massavirtojen arvoilla.

Simulointeja tehtiin kuudella eri massavirran arvolla sekä pakka- että vaippapuolen malleille. Virtaustilanne näissä simuloinneissa oli vastavirtaperiaatteen mukainen ja sisääntulovirtauksien lämpötilat on annettu taulukossa 5.1. Lämpötilareunaehtoina simu-

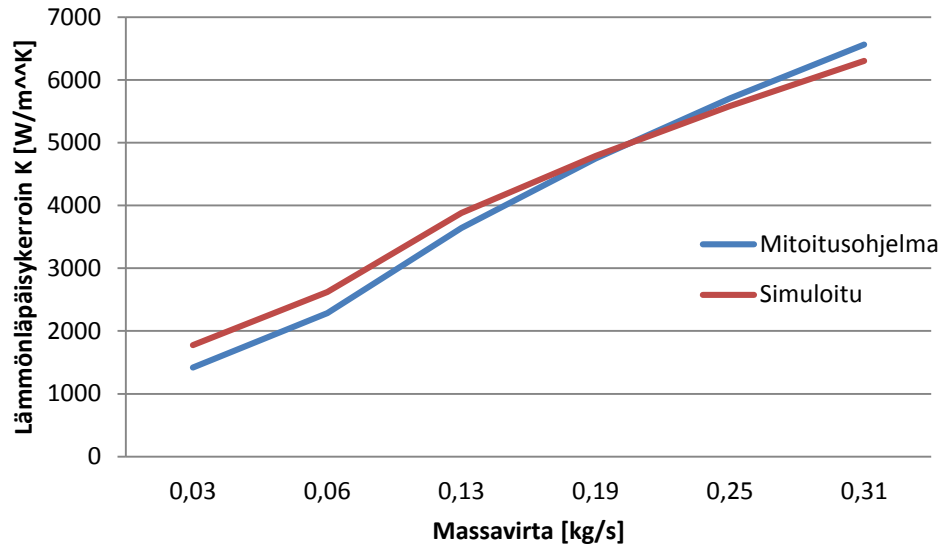
loinneissa käytettiin lineaarisesti muuttuvaa seinän lämpötilaa ja 0,7 millimetrin seinä-mävahvuutta. Seinän lämpötilareunaehdoissa käytetyt arvot saatiin mitoitusohjelmasta. Lineaarisesti muuttuvan lämpötilareunaehdon toteutukseen käytetyt koodit on esitelty liitteessä 2. Kuvissa 6.3 - 6.6 on esitetty painehäviöt siirtimen yli sekä pakka- että vaip-papuolelta ja lämmönläpäisykertoimen K arvot kummaltakin puolelta erikseen lasket-tuina.



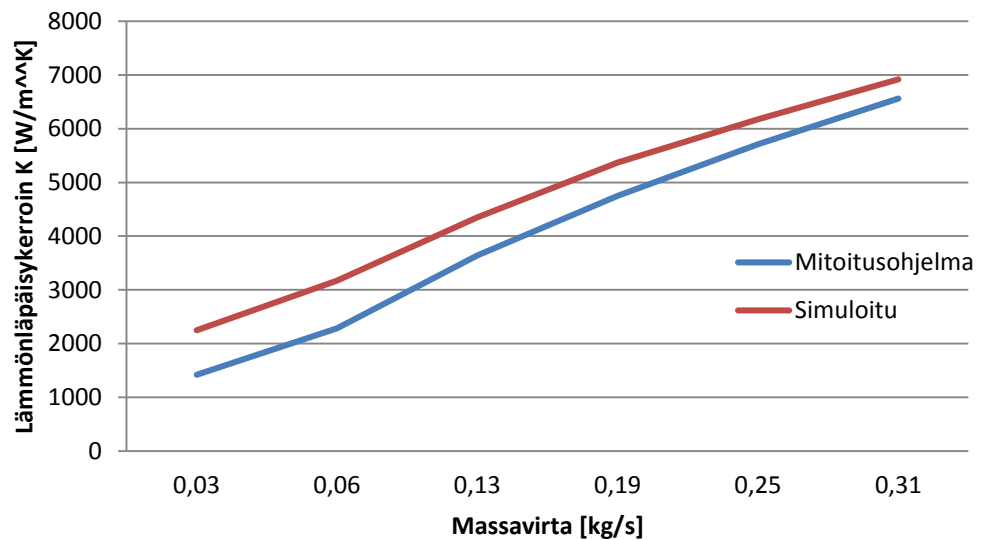
Kuva 6.3: Pakapuolen painehäviö massavirran funktiona



Kuva 6.4: Vaippapuolen painehäviö massavirran funktiona



Kuva 6.5: Pakkapuolelta laskettu lämmönläpäisykerroin massavirran funktiona



Kuva 6.6: Vaippapuolelta laskettu lämmönläpäisykerroin massavirran funktiona

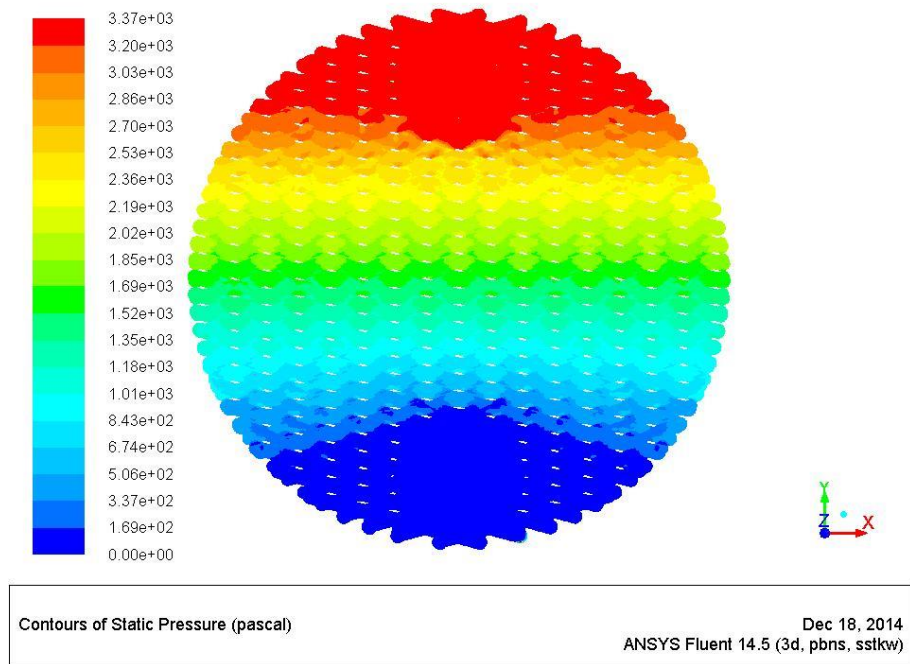
Kuvasta 6.3 nähdään, että pakkapuolen painehäviö pystytään simuloinneilla määrittelemään hyvin tarkasti. Ero simuloitujen tulosten ja mittauksiin perustuvan mitoitusohjelman välillä on korkeintaan 10 %. Voidaan siis sanoa, että painehäviön osalta pakkapuolen malli kuvaa hyvin todellista tilannetta. Kuvasta 6.4 huomataan, että vaippapuolen painehäviön simulointitulokset ovat lähellä mitoitusohjelman antamia tuloksia, kun virtausnopeudet ovat pieniä. Kun virtausnopeus kasvaa, kasvaa myös ero simulointien ja mitoitusohjelman välillä. Pienillä massavirran arvoilla ero on alle 10 %, mutta suurimmilla virtausnopeuksilla ero on jo yli 30 %. Vaippapuolen tuloksien erot johtuvat luultavasti levytöiden reunoille asennettavien tiivisteiden ja virtausohjaimien mallinnuksen epätark-

kuudesta. Tässä työssä tiiviste on mallinnettu reunoiltaan suorakulmaisena, kun se todellisuudessa on kartiomainen. Tällöin vaippapuolen reunoille saattaa muodostua sileä kanava, joka vähentää vaippapuolen painehäviötä. Tämä selittäisi osaltaan simuloinneilla saatuja liian suuria painehäviön arvoja.

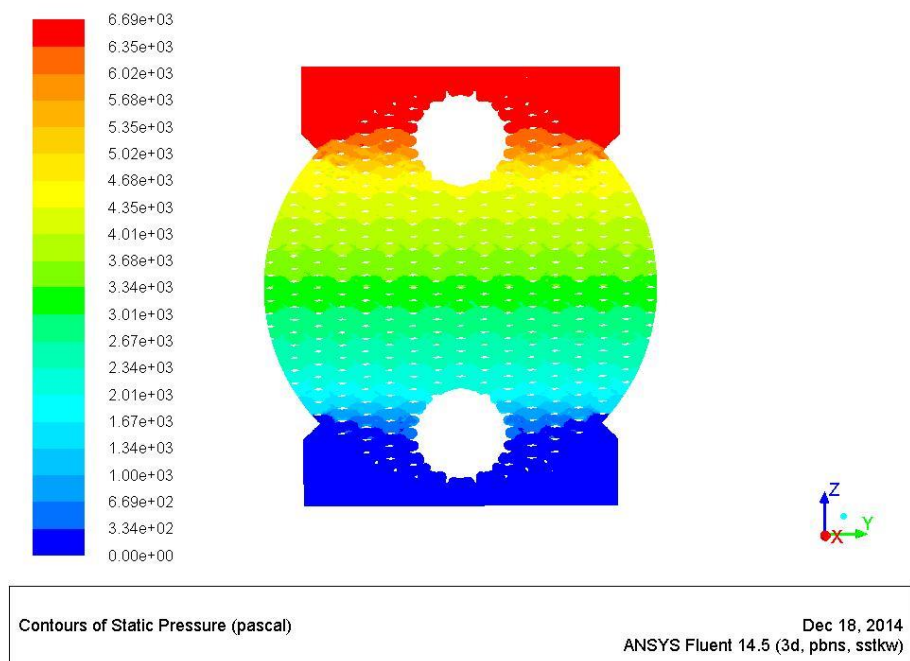
Kuvassa 6.5 on esitelty pakkapuolen simulointituloksista lasketut ja mitoitusohjelmasta saadut lämmönläpäisykertoimen K arvot massavirran funktiona. Tuloksista huomataan, että simulointitulokset vastaavat hyvin mitoitusohjelmasta saatuja tuloksia. Erot tuloksien välillä ovat suuremmilla massavirran arvoilla alle 10 %. Pienemmillä massavirran arvoilla ero kuitenkin kasvaa jopa 25 %:iin. Liian suuret lämmönläpäisykertoimen arvot pienillä massavirtojen arvoilla johtuvat luultavasti siitä, että virtaus ei näin pienillä massavirroilla ole enää täysin turbulenttista, mutta simuloinnit on kuitenkin laskettu turbulenttisena. Vaippapuolen lämmönläpäisykertoimen tulokset on esitetty kuvassa 6.6. Tuloksista havaitaan, että simuloitujen ja mitoitusohjelmasta saatujen tuloksien trendi on samanlainen, mutta simulointitulokset yliarvioivat lämmönläpäisykertoimen arvoja kaikilla massavirran arvoilla. Erot ovat pienillä massavirran arvoilla jopa 60 %, mutta suurimmilla massavirran arvoilla enää alle 10 %. Vaippapuolen lämmönsiirron tulosten erot johtuvat myös tiivisteiden mallinnuksen ongelmista, koska painehäviö ja lämmönsiirto ovat yleensä riippuvaisia toisistaan.

6.3 Paine-, nopeus- ja lämpötilakentät

Seuraavaksi esitellään taulukossa 5.1 kuvattujen reunaehtojen mukaan simuloidun myötävirtatapauksen paine-, nopeus- ja lämpötilakentät sekä pakka- että vaippapuolelle. Käytetyt asteikot on skaalattu eri kuvissa eri tavalla, jotta esimerkiksi lämpötilamuutokset ovat paremmin havaittavissa. Kuvissa 6.7 ja 6.8 on esitelty pakka- ja vaippapuolen painekentät skaalattuna siten, että ulostuloreunalle oli annettu reunaehdoksi paine 0 Pa. Kuvissa 6.9 ja 6.10 on kuvattu nopeuskentät pakka- ja vaippapuolella. Nopeuskentät eroavat vain vähän toisistaan. Lämpötilakentät molemmissa tapauksissa on esitelty kuvissa 6.11 ja 6.12. Lämpötilakenttien kuvaajien skaalaukset eroavat huomattavasti toisistaan, mikä pitää ottaa huomioon kuvia tarkasteltaessa.

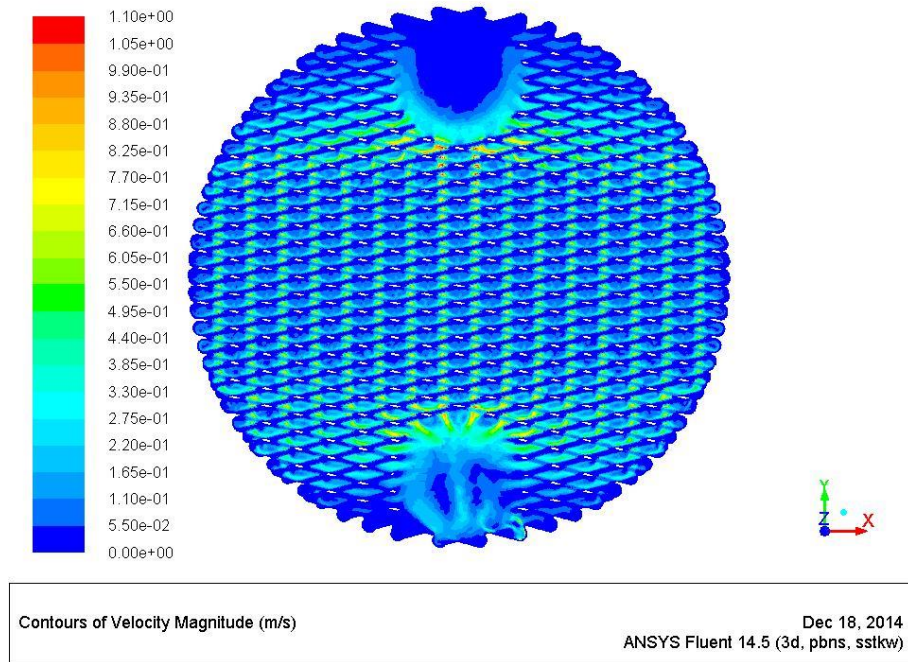


Kuva 6.7: Pakkapuolen painejakauma

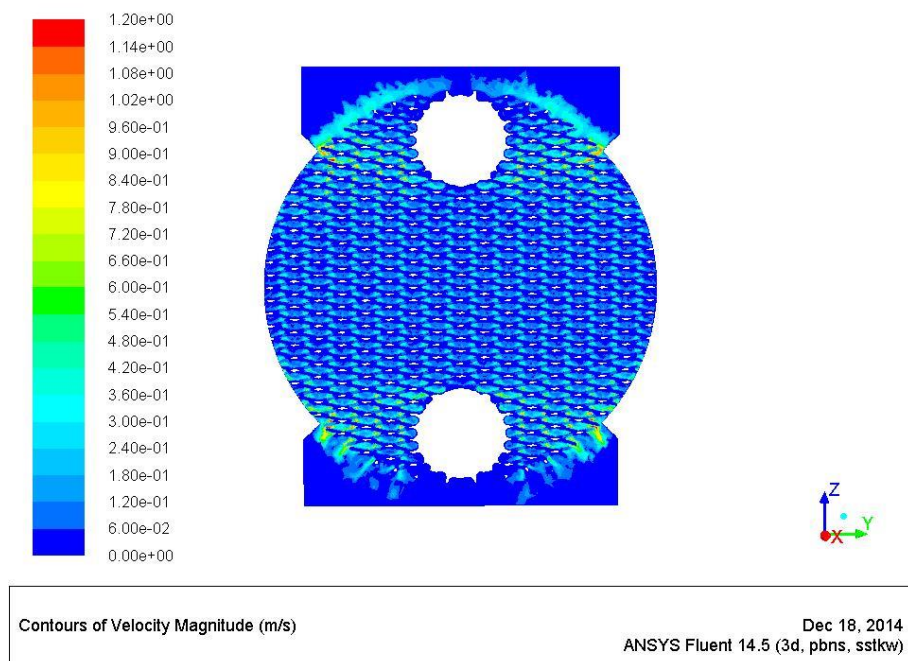


Kuva 6.8: Vaippapuolen painejakauma

Kuvista 6.7 ja 6.8 nähdään, että sisääntulo- ja ulosmenoaukkojen läheisyydessä esiintyvien virtauksen kehittymisalueiden osuus koko levyvälän painehäviöstä on suuri. Kehittymisalueiden välisellä alueella paine muuttuu huomattavasti hitaammin kuin kehittymisalueilla. Pakkapuolen painekentässä on havaittavissa huomattavasti enemmän isobaarien kaartumista kuin vaippapuolen painekentässä. Paineen muutoksia virtaussuunnassa kummassakin tapauksessa tarkastellaan vielä lähemmin seuraavassa kappaleessa.



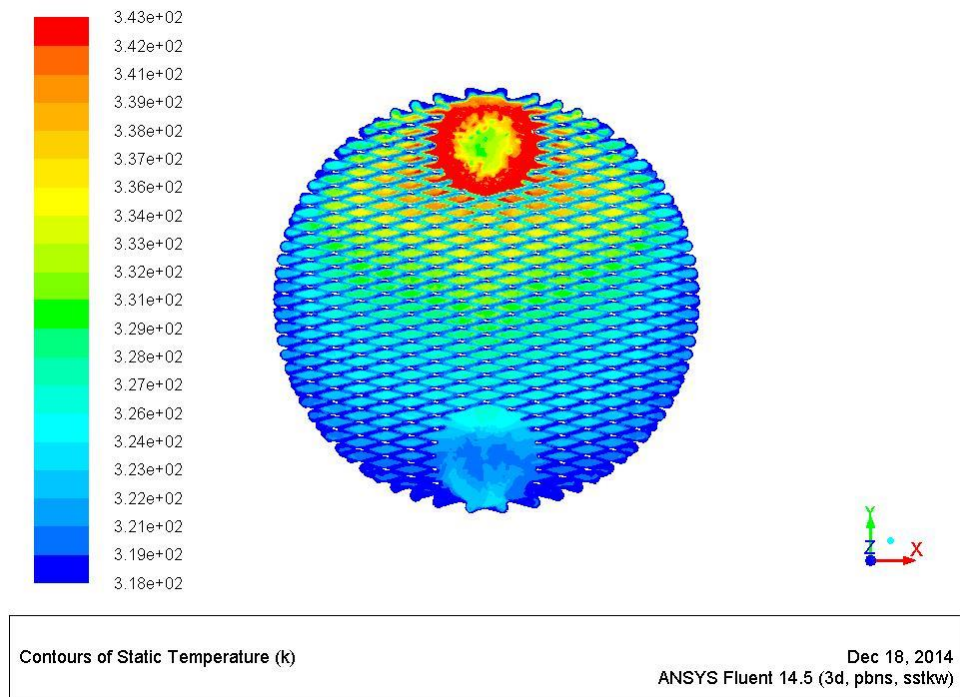
Kuva 6.9: Pakkapuolen nopeusjakauma



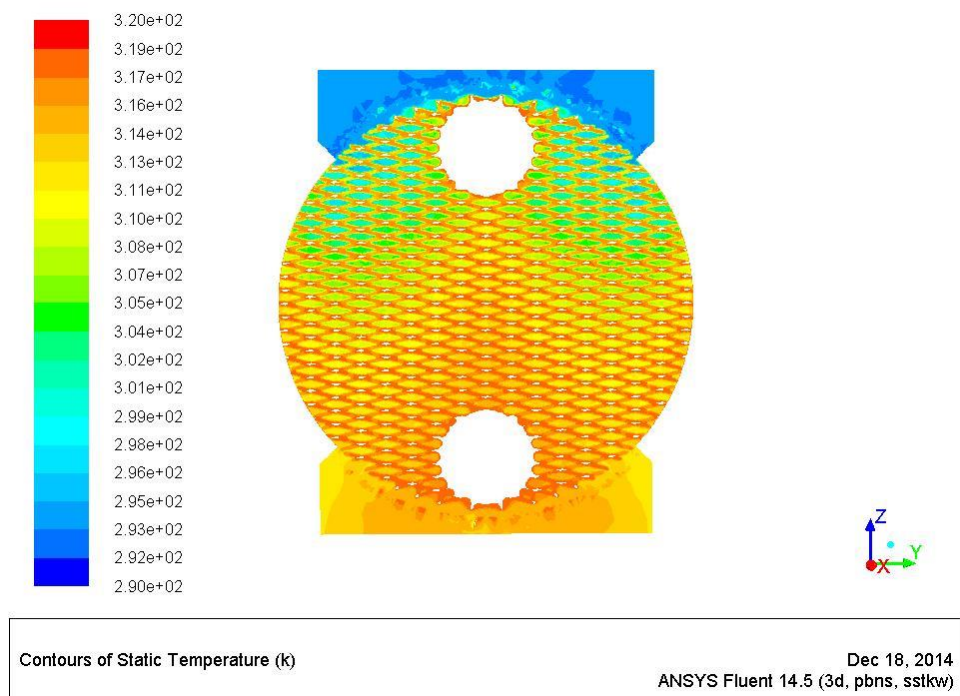
Kuva 6.10: Vaippapuolen nopeusjakauma

Kuvaajista 6.9 ja 6.10 huomataan, että virtausjakaumat sekä pakka- että vaippapuolella ovat hyvin tasaisia koko levyvälän alueella. Tämä tarkoittaa sitä, että virtaus saadaan jakautumaan tasaisesti koko virtauskanavaan, eikä muodostu niin sanottuja kuolleita alueita, joissa virtausnopeudet ovat pieniä ja lämmönsiirto huonoa. Pakkapuolella suurimmat nopeudet muodostuvat levyvälän keskiosiin ja vaippapuolella kohtiin, joissa virtaus virtausohjaimien avulla käännetään levyjen väliin. Virtaus kulkee molemmissa tapauksissa

pääosin päävirtauksen suuntaisia kanavia pitkin, mutta myös kontaktipisteiden aiheuttamaa zig-zag –virtausta on havaittavissa.



Kuva 6.11: Virtauksen lämpötila pakapuolen keskiviivalla

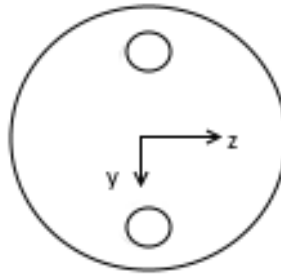


Kuva 6.12: Virtauksen lämpötila vaippapuolen keskiviivalla

Pakka- ja vaippapuolen lämpötilan kuvaajista 6.11 ja 6.12 nähdään, että lämpötilakentät eivät ole tasaisia levyvälin leveyssuunnassa. Kyseessä olevassa myötävirtatapauksessa korkeimmat lämpötilat esiintyvät levyn keskellä, mikä johtuu siitä, että kuumemman pakkapuolen virtauksen nopeus on suurempi levyn keskellä kuin reunoilla, jolloin pakkapuolen virtaus jäähtyy nopeammin levyn reunoilla, jossa virtausnopeus on pienempi. Vaippapuolella ilmiö on taas päinvastainen eli virtauksen nopeus on suurin pieneten reikien ulkopuolella, jolloin virtaus lämpenee reunoilla hitaammin kuin levyvälin keskellä, jossa virtausnopeus on pienempi.

6.4 Profiilit

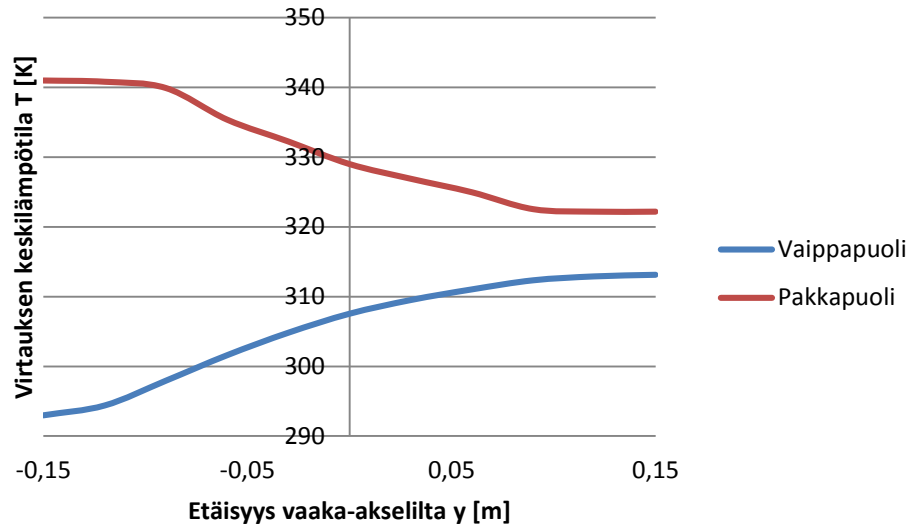
Lämpötila-, paine- ja nopeusprofiilit ovat havainnollinen tapa lämmönsiirron ja painehäviön esittämiseen sekä virtauksen suunnassa että sitä vastaan kohtisuorassa suunnassa. Seuraavaksi esitellään edellä käsitellyn myötävirtatapauksen lämpötila- ja paineprofiilit virtauksen suunnassa ja lämpötila- ja nopeusprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa. Profiilit on piirretty kuvassa 6.13 esitetyn koordinaattijärjestelmän mukaan. Lämmönsiirtolevyn halkaisija oli tässä työssä noin 30 cm.



Kuva 6.13: Profiilien kuvissa käytetty koordinaattijärjestelmä

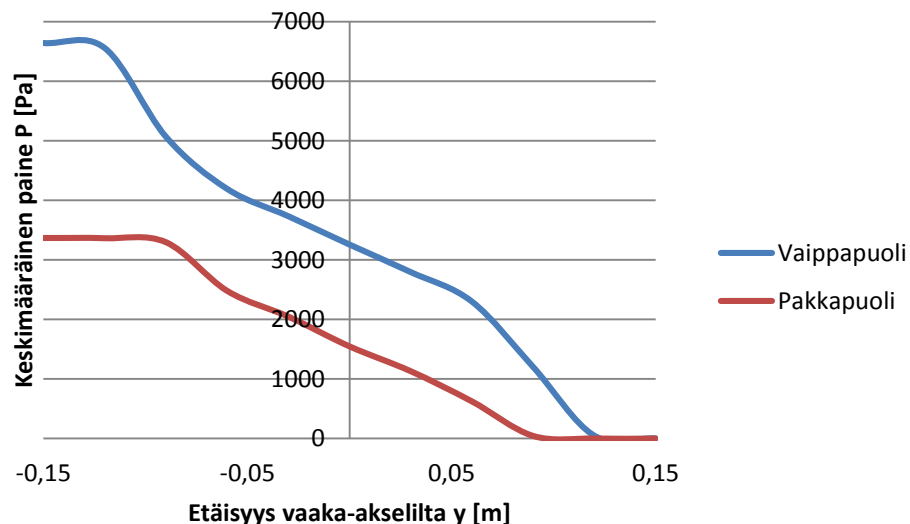
6.4.1 Lämpötila- ja paineprofiilit virtaussuunnassa

Kuvassa 6.14 esitellään vaippa- ja pakkapuolen virtauskanavien keskimääräiset lämpötilat siirtimen yli. Kuvaaja on piirretty siten, että x-akselilla on etäisyys keskiakselilta. Tuloksista huomataan, että pakkapuolen lämpötila alkaa muuttua vasta noin 0,1 metrin etäisyydellä keskiviivasta, koska sisään- ja ulosvirtausaukot sijaitsevat kyseisissä kohdissa. Lämmönsiirto sisään- ja ulosvirtausaukkojen ylä- ja alapuolella on siis hyvin huonoa. Virtauskanavan keskiosissa pakkapuolen keskilämpötila muuttuu lähes lineaarisesti. Vaippapuolen keskilämpötilan profiilista nähdään, että myös vaippapuolella lämmönsiirto on huonoa sisään- ja ulosvirtausalueilla. Vaippapuolella keskilämpötilan kasvu hidastuu myös virtauskanavan keskiosissa, kun keskiakseli on ohitettu.



Kuva 6.14: Virtauksien keskilämpötilaprofiilit siirtimen yli

Kuvasta 6.15 nähdään vaippa- ja pakkapuolen keskimääräiset paineprofiilit siirtimen yli. Pakkapuolen käyrän alussa ja lopussa näkyvä vaakasuora osuus kuvaa alueita sisään- ja ulosvirtausaukkojen ylä- ja alapuolilla, joissa virtausnopeudet ovat hyvin pieniä eikä paine muutu merkittävästi. Pakkapuolen kuvaajasta nähdään, että paineen muutos on suurinta sisään- ja ulosvirtausaukkojen läheisyydessä sijaitsevilla kehittymisalueilla. Sisään-tuloaukon läheisyydessä sijaitsevan kehittymisalueen jälkeen paineen muutos hidastuu ja on virtauskanavan keskiosalla lähdes lineaarista kunnes saavutaan ulostuloaukon kehittymisalueella. Vaippapuolen kuvaajassa on nähtävissä samanlaisia ominaisuuksia, mutta kehittymisalueiden vaikutus on vielä suurempi, koska virtausohjaimet aiheuttavan suuren osan vaippapuolen painehäviöstä.



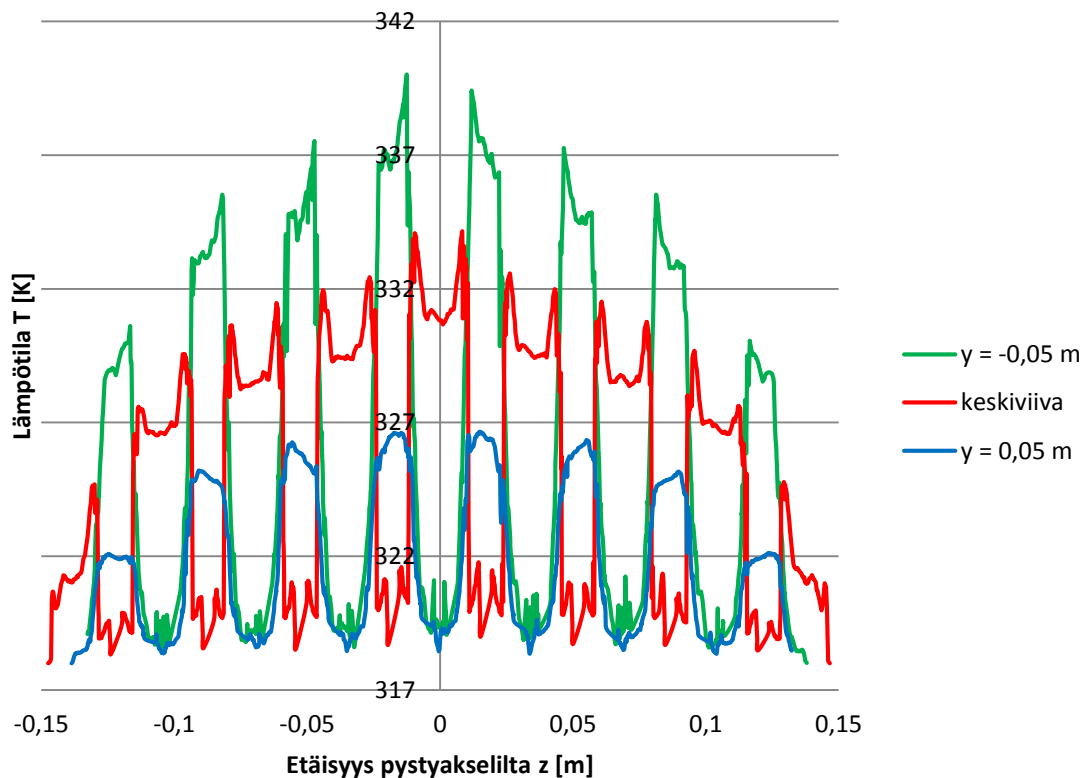
Kuva 6.15: Virtauksien paineprofiilit siirtimen yli

6.4.2 Lämpötilaprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa

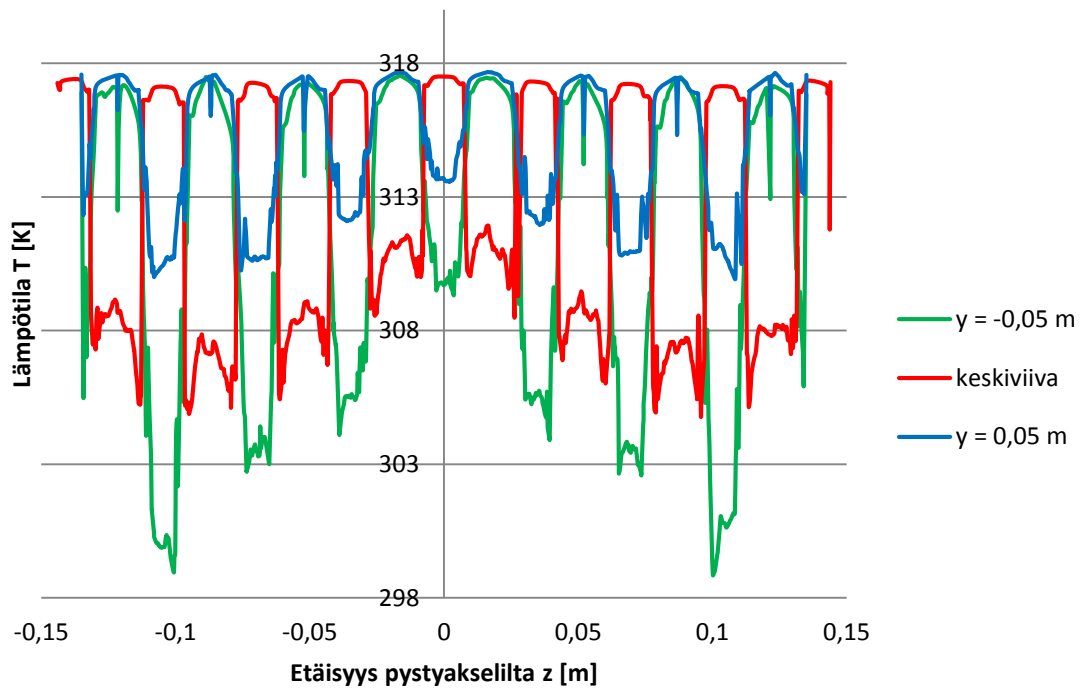
Virtaussuuntaa vastaan kohtisuorassa suunnassa piirretyt lämpötilaprofiilit eri kohdissa siirrintä antavat hyvän kuvan lämpötilakentän kehittymisestä siirtimessä. Kuvassa 6.16 nähdään pakkapuolen lämpötilaprofiilit kolmessa eri kohdassa: keskiviivalla ja 5 cm:n etäisyydellä keskiviivan molemmiin puolin. Vaippapuolen kuvassa 6.17 esitetyt tulokset on myös esitetty samoissa kohdissa siirrintä. Kyseiset kohdat valittiin, jotta tuloksista voidaan tarkastella lämpötilakentän muuttumista virtaussuunnassa.

Pakkapuolen lämpötilaprofiilien kuvasta 6.16 nähdään, että lämpötila muuttuu melko tasaisesti tarkastelupisteiden välillä. Suurimmat lämpötilat sijaitsevat virtauskanavan keskellä ja lämpötilaprofiilit ovat lähes alaspäin aukeavan paraabelin muotoisia. Alemmat lämpötilat virtauskanavan reunoilla ovat selitettävissä matalammilla virtausnopeuksilla, jolloin virtauskanavan reunoilla virtausaine ehtii jäähtyä enemmän kuin keskellä nopeammin virtaava aine. Kuvasta nähdään selvästi kontaktipisteiden vaikutus, koska lämpötilat kontaktipisteiden läheisyydessä ovat selvästi matalampia.

Kuvassa 6.17 esitetystä vaippapuolen lämpötilaprofiilista huomataan, että lämpötila muuttuu myös vaippapuolella melko tasaisesti tarkastelupisteiden välillä. Vaippapuolen virtauksen matalimmat lämpötilat sijaitsevat keskiviivan ja virtauskanavan reunan puolivälissä. Tämä johtuu siitä, että virtaus tulee vaippapuolen virtauskanavaan pikku-reikien ja virtausohjainten välistä, kuten kuvasta 6.10 huomataan. Suurempi virtausnopeus näillä alueilla johtaa lämpötilan hitaampaan kasvuun. Lämpötilan maksimit sijaitsevat vaippapuolella keskiakselin läheisyydessä ja virtauskanavan reunoilla.



Kuva 6.16: Pakkapuolen lämpötilaprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa



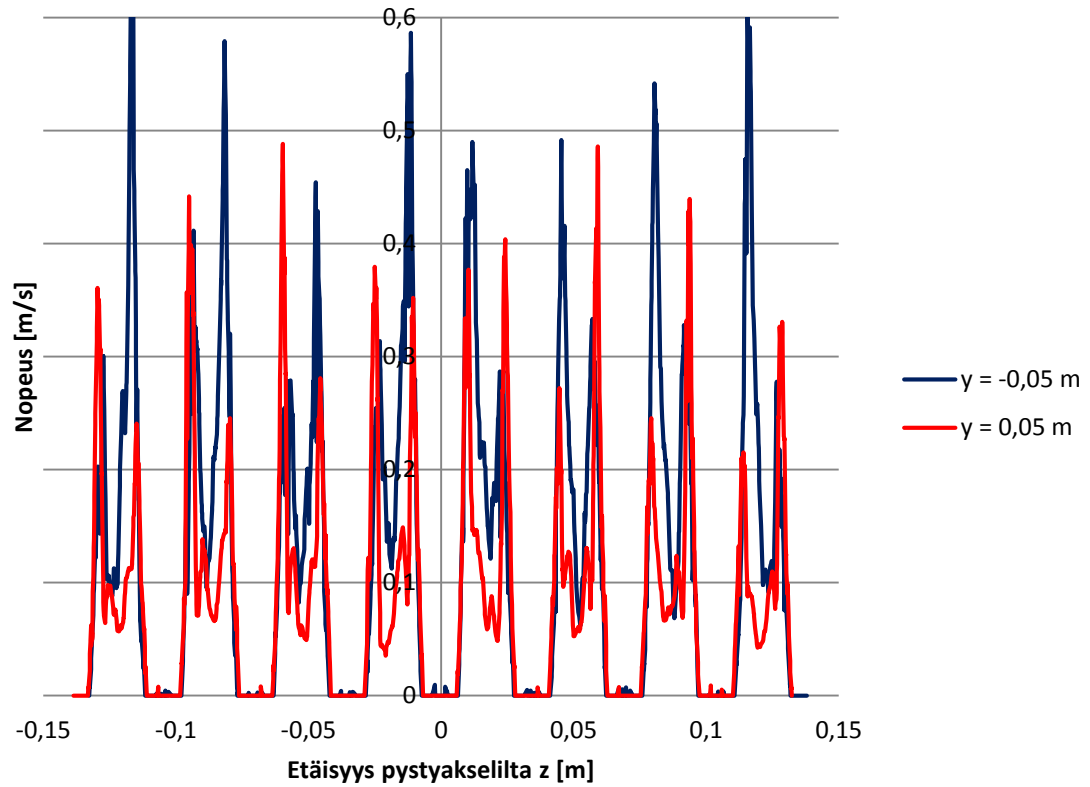
Kuva 6.17: Vaippapuolen lämpötilaprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa

6.4.3 Nopeusprofiilit virtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa

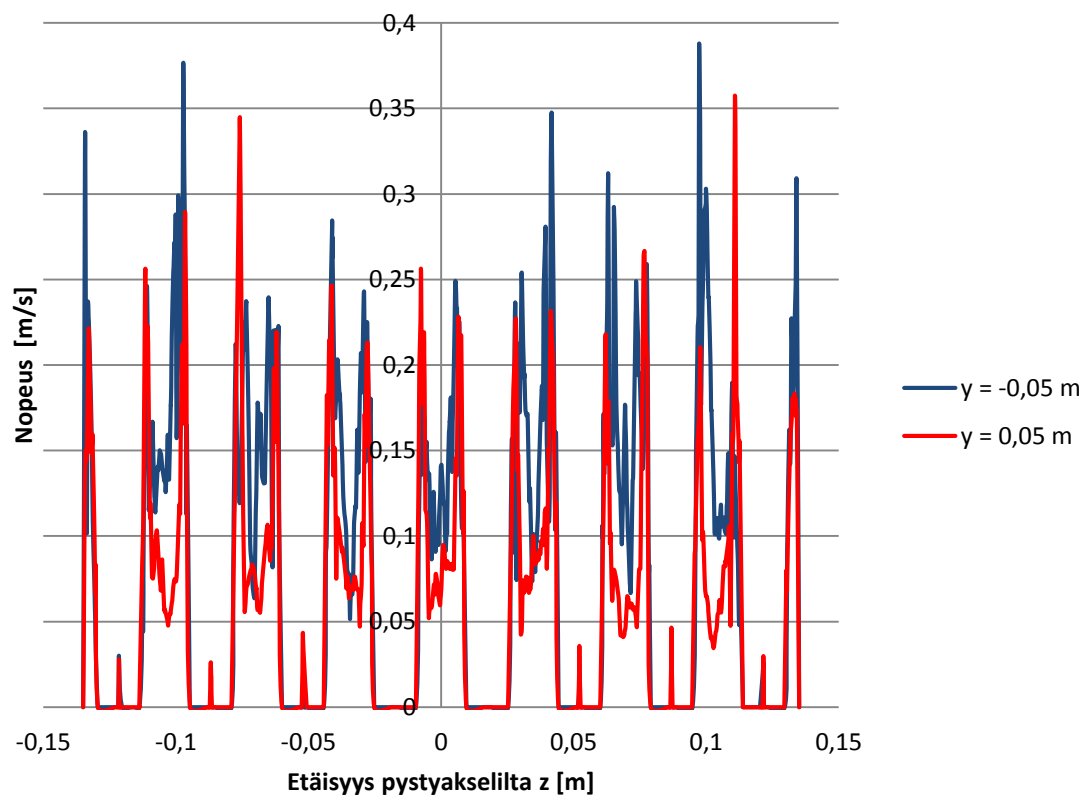
Nopeusprofiilit päävirtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa kertovat virtauksen jakautumisesta virtauskanavassa. Mahdollisimman tasaisella virtauksen jakautumisella saadaan koko lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala tehokkaaseen käyttöön ja voidaan suunnitella kompaktimpia siirtimiä. Sisäänvirtausalueen muotoilulla on suuri merkitys virtauksen jakautumisessa tasaisesti virtauskanavaan. Kuvissa 6.18 ja 6.19 esitellään virtauksen nopeusprofiilit sekä pakka- että vaippavirtaukselle. Tarkastelukohdat ovat 5 cm:n etäisyydellä vaaka-akselin molemmin puolin.

Pakkapuolen kuvassa 6.18 esitellyistä nopeusprofiilien kuvasta nähdään, että virtaus kulkee kontaktipisteiden välisiä kanavia pitkin. Profiileja vertaamalla huomataan, että virtausnopeus pienenee virtaussuunnassa. Myös nopeusprofiilin muoto muuttuu virtaussuunnassa. Lähempänä sisäänvirtausaluetta sijaitsevan kohdan nopeusprofiilin maksiminopeudet sijaitsevat lähellä levyn reunoja, kun taas lähempänä ulosvirtausaluetta sijaitsevan kohdan maksiminopeudet ovat hieman keskiviivan molemmin puolin.

Vaippapuolen nopeusprofiilin kuvasta 6.19 huomataan, että myös vaippapuolella virtaus hidastuu virtaussuunnassa. Hidastuminen molemmissa tapauksissa johtuu lähinnä kitkan aiheuttamista häviöistä. Vaippapuolella nopeusprofiilien muodot molemmissa kohdissa ovat lähempänä toisiaan. Nopeuden maksimiavot esiintyvät noin 10 cm:n etäisyydellä virtauskanavan keskiakselilta.



Kuva 6.18: Pakkapuolen keskiakselin paikalliset nopeusprofiilit



Kuva 6.19: Vaippapuolen keskiakselin paikalliset nopeusprofiilit

7 YHTEENVETO

Tämän työn tarkoituksena oli tarkastella virtaussimuloinnin mahdollisuuksia levylämmönsiirtimen virtauksien ja lämmönsiirron analysointiin. Työssä esitetään levylämmönsiirtimien yleiset ominaisuudet ja rakenteet sekä kirjallisuudesta löytyvät tutkimukset. Tämän jälkeen esitellään virtausta ja lämmönsiirtoa hallitsevat yhtälöt, joiden numeeriseen ratkaisemiseen virtaussimuloinnit perustuvat. Ennen simulointiprosessin aloittamista tutkittiin virtauksen rakennetta virtauksen visualisoinnin avulla. Virtaussimuloinnista käsitellään tärkeimmät vaiheet ja käytetyt mallit. Simulointeja tehtiin sekä myötä- että vastavirtatapauksissa ja erilaisilla massavirran arvoilla.

Tässä työssä esitellyt virtaussimulointiin perustuvat menetelmät todettiin toimiviksi ja riittävän hyvin todellista levylämmönsiirrintä kuvaaviksi. Menetelmien avulla voidaan analysoida Vahterus Oy:n levylämmönsiirtimien toimintaa erilaisissa virtausolosuhteissa.

Turbulenssimallien vertailusta havaittiin, että testatuista malleista levylämmönsiirtimen virtaussimulointeihin parhaiten soveltuu $k-\omega$ SST malli, joka yhdistelee $k-\varepsilon$ ja $k-\omega$ mallien parhaita puolia. Kun vastavirtatapauksen simulointituloksia verrattiin Vahterus Oy:n mitoitusohjelman antamiin painehäviön ja lämmönsiirron tuloksiin, huomattiin, että pakkapuolen tulokset vastasivat mitoitusohjelman tuloksia. Voidaan siis olettaa, että pakkapuolen mallinnus kuvaa hyvin todellista virtausta ja lämmönsiirtoa pakkapuolen virtausvälissä. Vaippapuolen painehäviön simulointitulosten erot mitoitusohjelman antamiin tuloksiin kasvoivat massavirran kasvaessa. Myös vaippapuolen simulointituloksista lasketuissa lämmönläpäisykertoimen arvoissa ja mitoitusohjelman antamissa tuloksissa oli suurempia eroja verrattuna pakkapuoleen. Vaippapuolen mallin virheet johtuvat todennäköisesti tiivisteenä käytettävän kumin ja virtausohjainten epätarkasta mallinnuksesta. Jo pienet erot tiivisteen mallinnuksessa vaikuttavat paljon painehäviöön ja lämmönsiirtoon, koska vaippapuolen virtauskanavan reunoille muodostuu sileä kanava virtaukselle, jos tiivistys ei ulotu aivan aallotuksen reunaan.

Myötävirtatapauksen paine-, nopeus- ja lämpötilakentän kuvaajista ja profiileista sekä virtaussuunnassa että sitä vastaan kohtisuorassa suunnassa saatiin paljon tietoa virtauksen käyttäytymisestä virtauskanavistossa. Nopeuskentän kuvaajien ja nopeusprofiilien perusteella voidaan sanoa, että virtaus kulkee lähinnä pitkin päävirtauksen suuntaisia kanavia, jotka muodostuvat kontaktipisteiden väliin. Virtaus jakautui simuloitavassa siirtimeissä melko hyvin päävirtausta vastaan kohtisuorassa suunnassa, jolloin lähes koko lämmönsiirtopinta-ala saadaan käyttöön. Tuloksissa oli kuitenkin havaittavissa nopeuden maksimit niissä kohdissa, joista virtaus tulee sisälle kanavistoon. Lämpötilakentän kuvaajista ja lämpötilaprofiileista nähdään, että lämpötilat ovat korkeampia virtauskanavan

keskellä kuin reunoilla. Tämä johtuu siitä, että pakkapuolen kuumen virtauksen virtausnopeudet ovat suurimpia levyn keskialueella, jolloin virtauksella on vähemmän aikaa jäähtyä. Toisaalta vaippapuolen kylmän virtauksen maksiminopeudet sijaitsevat lähempänä kanavan reunaa kuin keskustaa, jolloin reuna-alueiden nopeammin kulkevalla virtauksella on vähemmän aikaa lämmitä kuin kanavan keskiosan virtauksella.

Jatkotutkimuksena tulisi kehittää vaippapuolen mallia niin, että se kuvaaisi paremmin todellista tilannetta. Tämä onnistuisi testaamalla erilaisia tiivisteen mallinnusmenetelmiä ja vertaamalla tuloksia mittauksista saatuihin tuloksiin. Toinen jatkotutkimuksen kohde olisi levymuodon optimointi, jossa esimerkiksi tarkasteltaisiin painehäviön ja lämmönsiirron muutoksia, kun aallotuskulma β , aallotuksien välimatka tai korkeus muuttuvat. Tutkimuksen perusteella virtaussimulointi on hyvä työkalu levylämmönsiirtimeen tuotekehitykseen, mutta simulointimallien toiminta on varmistettava mittauksien avulla.

LÄHTEET

Adhiam, Semi welded Plate Heat Exchangers. Verkkosivu saatavissa (viitattu 8.1.2015): <http://www.adhiam.com/semi-welded-plate-heat-exchanger.php#>.

Ahlstedt, H. (2012). Kitkallinen virtaus, luentomoniste 2012. Tampereen Teknillinen Yliopisto, Energia- ja Prosessitekniiikan laitos.

ANSYS FLUENT Theory Guide. (2012) 14.5th ed. Canonsburg, USA, Ansys, Inc. 788 s.

ANSYS FLUENT User's Guide. (2012) 14.5th ed. Canonsburg, USA, Ansys, Inc. 2498 s.

Bouvier, L., Moreau, A., Ronse, G., Six, T., Petit, J. & Delaplace, G. (2014). A CFD model as a tool to simulate β -lactoglobulin heat-induced denaturation and aggregation in a plate heat exchanger. *Journal of Food Engineering*. Vol.136, s. 56-63.

Doo, J.H., Ha, M.Y., Min, J.K., Stieger, R., Rolt, A. & Son, C. (2012). Theoretical prediction of longitudinal heat conduction effect in cross-corrugated heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol.55(15–16), s. 4129-4138.

Durmuş, A., Benli, H., Kurtbaş, İ & Gül, H. (2009). Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol.52(5–6), s. 1451-1457.

Fernandes, C.S., Dias, R.P., Nóbrega, J.M. & Maia, J.M. (2007). Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. Vol.46(9), s. 825-833.

Fernandes, C.S., Dias, R., Nóbrega, J.M., Afonso, I.M., Melo, L.F. & Maia, J.M. (2005). Simulation of stirred yoghurt processing in plate heat exchangers. *Journal of Food Engineering*. Vol.69(3), s. 281-290.

Focke, W.W., Zachariades, J. & Olivier, I. (1985). The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol.28(8), s.1469-1479.

Freund, S. & Kabelac, S. (2010). Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers with temperature oscillation IR thermography and CFD. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol.53(19–20), s. 3764-3781.

Galeazzo, F.C.C., Miura, R.Y., Gut, J.A.W. & Tadini, C.C. (2006). Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger. *Chemical Engineering Science*. Vol.61(21), s. 7133-7138.

Gherasim, I., Galanis, N. & Nguyen, C.T. (2011a). Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger. Part II: Assessment of laminar and two-equation turbulent models. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol.50(8), s. 1499-1511.

- Gherasim, I., Galanis, N. & Nguyen, C.T. (2011b). Effects of smooth longitudinal passages and port configuration on the flow and thermal fields in a plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. Vol.31(17–18), s. 4113-4124.
- Gherasim, I., Taws, M., Galanis, N. & Nguyen, C.T. (2011c). Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger part I. Experimental investigation. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol.50(8), s. 1492-1498.
- Grijspeerdt, K., Hazarika, B. & Vucinic, D. (2003). Application of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing. *Journal of Food Engineering*. Vol.57(3), s. 237-242.
- Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Sezer Uzol, N. & Kakac, S. (2014). Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed plate heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol.75, s. 249-256.
- Han, X., Cui, L., Chen, S., Chen, G. & Wang, Q. (2010). A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol.37(8), s. 1008-1014.
- Heggs, P.J., Sandham, P., Hallam, R.A. & Walton, C. (1997). Local Transfer Coefficients in Corrugated Plate Heat Exchanger Channels. *Chemical Engineering Research and Design*. Vol.75(7), s. 641-645.
- Jeong, J.Y., Hong, H.k., Kim, S.K. & Kang, Y.T. (2009). Impact of plate design on the performance of welded type plate heat exchangers for sorption cycles. *International Journal of Refrigeration*. Vol.32(4), s. 705-711.
- Kanaris, A.G., Mouza, A.A. & Paras, S.V. (2006). Flow and Heat Transfer Prediction in a Corrugated Plate Heat Exchanger using a CFD Code. *Chemical Engineering & Technology*. Vol.29(8), s. 923-930.
- Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, M. & Ayub, Z.H. (2010). Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering*. Vol.30(8–9), s. 1058-1065.
- Kim, M., Baik, Y., Park, S., Ra, H. & Lim, H. (2010). Experimental study on corrugated cross-flow air-cooled plate heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Vol.34(8), s. 1265-1272.
- Launder, B.E. & Sharma, B.I. (1974). Application of the energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*. 1 (1974), s. 131-138.
- Li, W., Li, H., Li, G. & Yao, S. (2013). Numerical and experimental analysis of composite fouling in corrugated plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol.63, s. 351-360.

Li, X., Meng, J. & Li, Z. (2010). An experimental study of the flow and heat transfer between enhanced heat transfer plates for PHEs. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Vol.34(8), s. 1194-1204.

Mills, A.F. (2014). *Basic heat and mass transfer*. 2nd ed. ed. Harlow, Pearson. xxiii, 1000 s.

Muley, A. & Manglik, R.M. (1999). Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *Journal Of Heat Transfer-transactions Of The Asme*. Vol.121(1), s.110-117.

Normani, F. *Real World Physics Problems*. Verkkosivu saatavissa (viitattu 8.1.2015): <http://www.real-world-physics-problems.com/heat-exchanger.html>.

Reppich, M. (1999). Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol.38(11), s. 999-1008.

Sammata, H., Ponnusamy, K., Majid, M.A. & Dheenathayalan, K. (2011). Effectiveness charts for counter flow corrugated plate heat exchanger. *Simulation Modelling Practice and Theory*. Vol.19(2), s. 777-784.

Siikonen, T. (2014). *Virtaussimulointi, luentomoniste 2014*, Aalto University, School of science and technology. 339 s.

SWEP International AB *Lehdistökuva, B17*. Verkkosivu saatavissa (viitattu 8.1.2015): <http://www.swep.net/PublishingImages/All%20images/News%20and%20Media/Press%20images/B17.JPG>.

Tsai, Y., Liu, F. & Shen, P. (2009). Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol.36(6), s. 574-578.

Versteeg, H.K. & Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics : the finite volume method*. 2nd ed. ed. Harlow, Pearson/Prentice Hall. 503 s.

ViFlow Finland Oy, *Tiivisteelliset levylämmönsiirtimet*. Verkkosivu saatavissa (viitattu 8.1.2015): <http://www.viflow.fi/uploads/tiivisteelliset.pdf>.

Wang, L., Sunden, B. & Manglik, R.M. (2007). *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*. WIT Press. 288 s.

Würfel, R. & Ostrowski, N. (2004). Experimental investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the heringbone-type. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol.43(1), s. 59-68.

Zhang, G., Tian, M. & Zhou, S. (2006). Simulation and analysis of flow pattern in cross-corrugated plate heat exchangers. *Journal of Hydrodynamics, Ser.B*. Vol.18(5), s. 547-551.

LIITE 1: KUVIA VIRTAUKSEN VISUALISOINNISTA











LIITE 2: KODIT LINEAARISEN LÄMPÖTILAREUNAHDON MÄÄRITTELYYN

Vaippapuolen lineaarisen lämpötilareunaehdon toteuttamiseen käytetty koodi:

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(temp_linear, thread, position)
{
    real x[ND_ND];
    face_t f;
    real tmin, tmax, d;

    tmin = 293;
    tmax = 323.43;
    d = 0.3;

    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_CENTROID(x,f,thread);
        F_PROFILE(f, thread, position) = (tmin+tmax)/2.0 + (tmax-tmin)/d*x[1];
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

Pakkapuolen lineaarisen lämpötilareunaehdon toteuttamiseen käytetty koodi:

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(temp_linear, thread, position)
{
    real x[ND_ND];
    face_t f;
    real tmin, tmax, d;

    tmin = 312.57;
    tmax = 343;
```


d = 0.216;

```
begin_f_loop(f, thread)
{
  F_CENTROID(x,f,thread);
  if(x[2] < -0.108){
    F_PROFILE(f, thread, position) = tmax;}
  else if(x[2] > 0.108){
    F_PROFILE(f, thread, position) = tmin;}
  else{
    F_PROFILE(f, thread, position) = (tmin+tmax)/2.0 - (tmax-tmin)/d*x[2];}
}
end_f_loop(f, thread)
}
```